10 Ladungswechselgeräusch

Das Ladungswechselgeräusch umfasst die vom Ansaug- und Abgassystem abgestrahlten Geräuschanteile. Sie können unterteilt werden in Geräuschkomponenten, die durch die Pulsation der Strömung in Folge des periodischen Arbeitsprozesses verursacht werden und in das gleichförmige Strömungsrauschen aufgrund der kontinuierlichen turbulenten Durchströmung der Luft und Gas führenden Bauteile. Das Strömungsgeräusch ist insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und hoher Last von Bedeutung, da hier ein entsprechend großer Volumendurchsatz hohe Anregungen verursacht. Bei zunehmenden Drehzahlen dominieren dann immer mehr die mechanischen Geräusche. Das Pulsationsgeräusch wird abgasseitig in erster Linie durch die Einfügedämmung des Schalldämpfers und damit durch das Schalldämpfervolumen beeinflusst. Das Strömungsrauschen hängt vom Querschnitt und den Krümmungsradien der Rohrleitungen ab. Die akustische Auslegung der Ansaug- und Abgassysteme gestaltet sich oftmals als schwierig, da hier eine ganze Reihe von Zielkonflikten vorliegen. So wird für hohe Motorleistung ein geringer Abgasgegendruck in der Abgasanlage benötigt, verbunden mit großen inneren Durchmessern der Abgasrohre und den daraus resultierenden negativen Effekten auf das Einfügedämmmaß der Anlage. Kompensiert werden kann dieser Effekt durch größere Schalldämpfervolumina, die aber nur schwer im Package eines Fahrzeugs unterzubringen sind. Saugseitig sind unter Umständen Resonatoren vorzusehen, um unerwünschte Frequenzanteile zu dämpfen. Turbolader zur Verbesserung des Ladungswechsels bewirken im tieffrequenten Bereich zusätzliche Dämpfung, stellen aber gleichzeitig ihrerseits eine potentielle hochfrequente Schallquelle dar (Kapitel 9.5.3).

10.1 Ansauganlage

10.1.1 Aufbau

Das Ansaugsystem dient dazu, dem Motor in allen Betriebspunkten ausreichende Frischluft für die Verbrennung zuzuführen. An Saugmotoren besteht es in der Regel aus Ansaugkanal, Luftfilter, Reinluftleitung und Saugmodul.

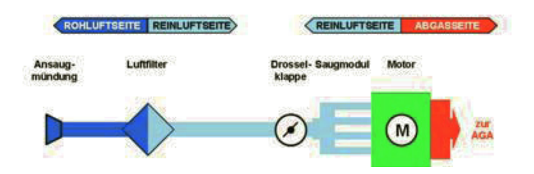


Bild 10-1: Schematischer Aufbau des Ansaugsystems

Der Ansaugkanal nimmt die Frischluft an einer geeigneten Position über die Ansaugmündung auf, z.B. am Frontend oberhalb des Kühlers oder hinter den Scheinwerfern und führt sie zum Luftfilter.

Der Luftfilter selbst sichert verschiedene Funktionen ab, dazu gehören in erster Linie die Geräuschdämpfung, die Filtration der Rohluft von Feststoffpartikeln sowie die Wasserabscheidung. Der Luftfilter wirkt auf das vom Motor kommende Geräusch stark dämpfend. Die Dämpfung beruht auf dem doppelten Querschnittssprung an Ein und Austritt, sowie auf dem als Resonator wirkenden eingeschlossenen Volumen (Kapitel 5.7). Je größer das Volumen des Filters, desto höher seine Dämpfungswirkung – wichtig ist dabei ebenfalls die Größe des Querschnittssprungs.

Die Luftführung zwischen Luftfilter und Saugmodul wird als Reinluftleitung bezeichnet. Die Luft hat bereits den Filter passiert und wird als „rein“ angesehen. Ebenso wie an der Rohluftleitung können an der Reinluft Resonatoren im Nebenschluss angeschlossen werden. Reinluftseitige Resonatoren müssen jedoch zwingend dicht sein, damit keine ungefilterte Luft ins System gelangen kann.

Das Saugmodul besteht aus den Komponenten Sammler und Saugrohren (häufig auch als Schwingrohre bezeichnet). Der Sammler dient als Reservoir, während die Saugrohre die Luft auf die einzelnen Zylinder verteilen. Die Geometrie und der Aufbau können dabei sehr verschieden sein, das Zusammenspiel Sammler zu Schwingrohre hat einen direkten Einfluss auf den Ladungswechsel, so dass auf eine spezifische, motorabhängige Auslegung großen Wert gelegt werden muss.

Bei aufgeladenen Motoren mit Abgasturbolader oder Kompressor treten zusätzliche Aspekte auf. Druckpulsationen, die aus dem Saugmodul in die kalte Hochdruckleitung einlaufen, erreichen in akustischer Richtung nach der Drosselklappe zuerst den Ladeluftkühler. Der jeweilige Impedanzsprung bei Ein- und Auslass in die einzelnen, sehr kleinen, luftdurchströmten Kühlrohre wirkt breitbandig dämpfend. Nachgeschaltet, bzw. in Strömungsrichtung davor, befindet sich der Verdichter, der über schnell drehende Schaufelräder die kalte Frischluft komprimiert. Die akustischen Druckwellen werden beim Durchtritt durch dieses hochturbulente Gebiet nochmals gedämpft. Damit geht der Charakter des Verbrennungsgeräusches, das durch die markanten Hauptmotorordnungen definiert ist, teilweise verloren. Zusätzlich werden hier neue störende Geräuschquellen induziert. Strömungsablösungen am Verdichterrad erzeugen breitbandiges Rauschen mit Hauptanteilen vor allem

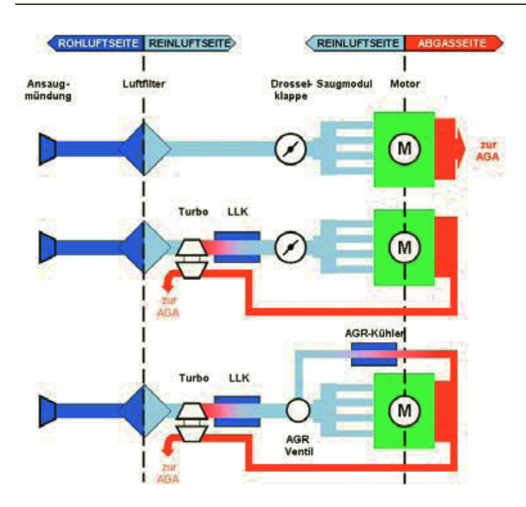


Bild 10-2: Typische Ansaugsysteme für verschiedene Motorenkonzepte: Saugmotor, Turbo Otto und Turbo Diesel

zwischen 1000 und 4000 Hz. Außerdem können Unwuchten zusätzliche tonale Klänge, das so genannte Turboheulen, bewirken.

Beim Dieselmotor tritt ein zusätzliches akustisches Problem auf. Die Drosselklappe steht in nahezu allen Betriebspunkten offen und überträgt stets ungehindert Schall in den Ansaugstrang. Der Pegelunterschied zwischen Volllast und Schub ist dadurch sehr gering. Diese Differenz im Pegel beschreibt aber das akustische Lastfeedback für den Fahrer. D.h. dieses Feedback ist im Falle eines Dieselmotors gering, was als wenig dynamisch empfunden wird.

Der prinzipielle Zielkonflikt bei der Entwicklung eines Ansaugsystems findet sich im Spannungsfeld niedrige Geräuschemission unter minimalem Packageaufwand bei geringem Druckverlust wieder. Um wirksame Akustikmaßnahmen einzusetzen, benötigt man in aller Regel Volumen. Der zur Verfügung gestellte Raum für das Ansaugsystem wird jedoch immer stärker reduziert. Gleichzeitig nimmt die Forderung nach geringeren Strömungswiderständen zu, um die Motoreigenschaften hinsichtlich Leistung und Verbrauch zu verbessern. Dies lässt sich durch große Rohrdurchmesser und große Radien erreichen, die der Strömung wenig Widerstand bieten. Im Gegenzug können sich jedoch die akustischen Wellen ebenfalls ungehinderter ausbreiten und führen dadurch zu einem hohen Ansauggeräuschpegel. Was der Strömung hilft, sorgt so für zusätzliche akustische Probleme. Die Endabstimmung muss somit immer der bestmögliche Kompromiss im Spannungsfeld Package, Druckverlust und Akustik sein.

10.1.2 Problemstellungen und Entwicklungsziele

Die Akustik des Ansaugsystems beeinflusst die Gesamtakustik des Fahrzeuges, sowohl das Innen- als auch das Außengeräusch. Daher werden für die Komponenten des Ansaugsystems akustische Ziel- und Grenzwerte festgelegt, die auf der Analyse von Transferpfaden und/oder auf den Erfahrungen aus Vorgänger- oder Benchmark-Modellen basieren. Solche Ziele sind definiert hinsichtlich:

- Mündungsschall Ansaugsystem,
- Oberflächenschallabstrahlung der Komponenten,
- Körperschalleinleitung in die Karosserie.

Für Mündungsschall und Oberflächenschallabstrahlung gibt es üblicherweise für jeden Drehzahlpunkt eines Motorhochlaufes (Volllast, Teillasten und Schub) Grenzwerte für

- Gesamtpegel,
- Pegel von Motorordnungen,
- Pegel von Terzen / Oktaven.

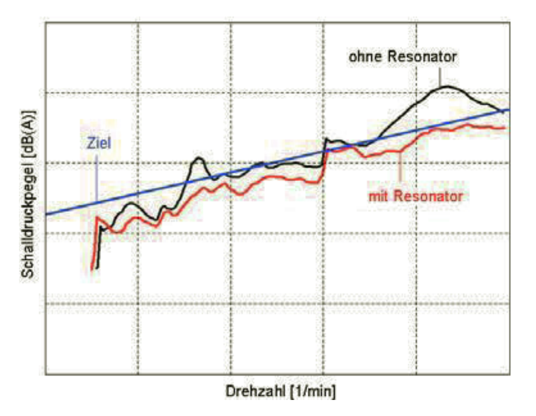


Bild 10-3: Gesamtpegel-Messung vs. Zielvorgabe

Die Körperschalleinleitung an den Schnittstellen der Ansaugkomponenten zur Fahrzeugkarosserie darf einen fahrzeugspezifisch definierten Maximalwert nicht überschreiten. Eine unzureichende Entkopplung führt zu Vibrationen in der Karosserie, die von Fahrer und Beifahrer als sehr unangenehm empfunden werden. Um diesen Vibrationseintrag zu vermeiden, werden an den Schnittstellen Entkopplungselemente eingesetzt. Die Dämpfungswirkung wird durch die Wahl des Elastomers und die Geometrie der Elemente erzeugt (Kapitel 6.3). So können z.B. sich schließende Hohlräume einen nichtlinearen Anstieg der Steifigkeit über der Verpressung erzeugen, die Resonanzen unterdrückt.

Häufig können aber akustische Problemstellungen im Fahrzeuginnenraum nicht über Lastenheftangaben abgesichert werden. Vor allem im Bereich der Psychoakustik bedarf es zusätzlicher subjektiver Bewertungen. Über die genannten quantitativen Lastenheftwerte hinaus gibt es qualitative Vorgaben für die Abstimmung der Akustik der Ansauganlage innerhalb des Gesamtfahrzeugkonzepts. Hierbei gilt es eine bestimmte Geräuschqualität bzw. einen charakteristischen Motorsound darzustellen.

Automobilhersteller verfolgen mit der spezifischen akustischen Auslegung ihrer Modelle das Ziel, einen wiedererkennbaren markentypischen Sound zu kreieren, der in seiner Grundkonzeption für alle Fahrzeuge des Herstellers gleich ist (Brand Sound). So gibt es Marken, die durch ein eher sportlich aggressives Innenraumgeräusch eine hohe Dynamik ausdrücken, während andere durch sonore Motorakustik Souveränität und Luxus ausstrahlen (Kapitel 8.3). Generell ist eine resonanzarme Auslegung, d.h. ein gleichmäßiger Verlauf über der Motordrehzahl, anzustreben. Dabei muss das Klangbild zum Motorkonzept passen. Viele Hersteller nehmen deshalb auch eine Unterscheidung zwischen den schwächer motorisierten Basis- bzw. Standardmodellen und der Topvariante vor.

Insbesondere Hersteller von sportlichen Fahrzeugen achten auf eine angemessene Lastrückmeldung – also einer deutlichen Unterscheidung der akustischen Motorrückmeldung zwischen Volllast-, Teillast- und Schubbetrieb. Im vorstehenden Kapitel wurde bereits beschrieben, dass dieses Lastfeedback beim drosselfreien Konzept des Dieselmotors wesentlich schwächer ausfällt **(Bild 10-4)**. In diesem Fall ist es für den Sound-Designer eine besondere Herausforderung, eine dynamische wirkende Charakteristik darzustellen.

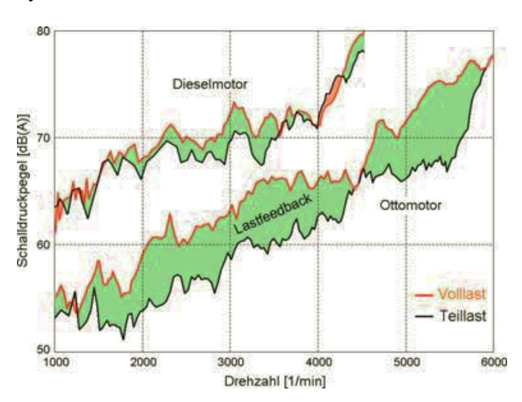


Bild 10-4: Innenraumpegel bei Volllast und Teillast für Diesel- und Ottomotor im Vergleich

10.1.3 Simulation

Der Einsatz von Simulationsmethoden für die akustische Auslegung der Ansaugsysteme für Verbrennungsmotoren ist mittlerweile ein fester Bestandteil der Entwicklung. Der effiziente Einsatz solcher Akustiksimulationen innerhalb der virtuellen Produktentwicklung stellt einen hohen Anspruch an die Genauigkeit der Berechnungsverfahren. Nur durch Berechnungen mit hoher Präzision lässt sich sowohl der Versuchsaufwand als auch die Entwicklungszeit nachhaltig reduzieren und damit die akustische Anforderung auch in einer frühen Entwicklungsphase des Projekts erfüllen.

Die akustischen Vorgänge am Ansaugtrakt lassen sich grundsätzlich in zwei Bereiche aufteilen: die Schallwellenausbreitung im Innern des Ansaugtraktes und die Schallabstrahlung der elastischen Strukturen des Ansaugtraktes, wie etwa dem Luftfilter bzw. dem Saugmodul.

10.1.3.1 Akustische Wellenausbreitung im Ansaugtrakt

Durch den Ladungswechselprozess am Motor entstehen starke Druckpulse, die sich in Form akustischer Wellen innerhalb des Ansaugtraktes entgegen der Luftströmung ausbreiten und an der Ansaugmündung in die Umgebung gelangen. Diese Schallwellen dominieren in der Regel den Schallpegel im Nahfeld der Ansaugmündung.

Für die numerische Berechnung dieser Schallwellenausbreitung bietet sich die Finite-Elemente-Methode (FEM) an, da sie im Gegensatz zu den Randelemente-Methoden (BEM) die Modellierung von porösen Materialen, wie etwa dem Luftfilterelement, oder akustisch wirksamen Schäumen, ermöglicht.

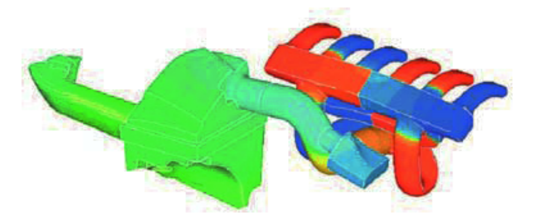


Bild 10-5: Akustischer Wechseldruck im Inneren des Ansaugtraktes

Bild 10-5 zeigt das mit Hilfe der FEM berechnete akustische Druckfeld im Innern eines Ansaugtraktes. Dabei wird für die akustische Wellenausbreitung die gewöhnliche Wellengleichung für den Schalldruck p gelöst.

$$\left(\nabla^2 - \frac{1}{c^2}\partial_t^2\right)\; p \;=\; 0 \qquad (10\text{-}1)$$

Hierin bezeichnet c die Schallgeschwindigkeit in Luft. Die Druckanregung des Systems wird an den

Einlasskanälen als Randbedingung definiert und basiert entweder auf den Ergebnissen aus 1D-Ladungswechselberechnungen oder auf Messdaten. Die Auswertung der Berechnungsergebnisse erfolgt an einem bestimmten Punkt im Nahfeld der Mündung, für den Zielvorgaben für den Gesamtschallpegel zur Verfügung stehen.

Die Genauigkeit der Akustiksimulation wird wesentlich von zwei unterschiedlichen physikalischen Effekten beeinflusst:

- die Wechselwirkung zwischen der Druckpulsation im Fluid und den elastischen Bauteilstrukturen, wie etwa dem Saugrohr und dem Luftfilter (Fluid-Struktur-Kopplung); sowie
- der Strömungseinfluss auf die akustische Wellenausbreitung innerhalb des Motoransaugtraktes (Strömungs-Akustik-Interaktion).

Durch die akustischen Druckpulsationen im Innern des Motoransaugtraktes werden die elastischen Strukturen, wie etwa der Luftfilter und das Saugrohr, zu dynamischen Schwingungen angeregt. Diese Strukturschwingungen haben wiederum eine Rückwirkung auf die Druckpulsation im Ansaugtrakt und beeinflussen daher insbesondere die akustische Wellenausbreitung. Der Einfluss dieser Kopplung zwischen Struktur und Fluid ist gerade dann besonders stark, wenn Resonanzen in der Struktur und im Fluid nahe beieinander liegen. Das **Bild 10-6** zeigt eine Momentaufnahme der akustischen Druckpulsation und der zugehörenden Strukturbewegung bei einem Luftfilter basierend auf einer Finite-Elemente-Berechnung. Aufgrund des relativ großen Einflusses der akustischen *Fluid-Struktur-Kopplung* auf die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse ist es mittlerweile Standard, diese Wechselwirkung in den Simulationen mit zu berücksichtigen.

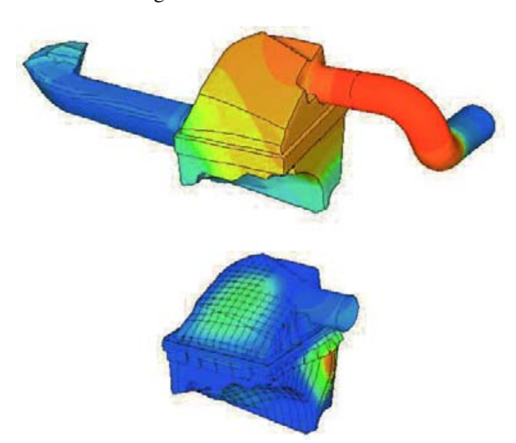


Bild 10-6: Druckpulsation im Ansaugtrakt und Strukturschwingung des Luftfilters aufgrund der akustischen Fluid-Struktur-Kopplung.

Die Wellengleichung 10-1 kann durch Verwendung einiger idealisierter Annahmen aus den hydrodynamischen Grundgleichungen abgeleitet werden (Kapitel 5.2.2). Eine wesentliche Annahme geht davon aus, dass das Medium, in welchem sich die Schallwelle ausbreitet, in Ruhe ist. Dies ist allerdings im Fall des Motoransaugtraktes nicht immer realistisch, da im Innern des Ansaugsystems ein stark inhomogenes Strömungsfeld mit Geschwindigkeiten bis zu 0.3 Mach vorhanden ist. Demzufolge ist ein starker *Strömungseinfluss* auf die akustische Wellenausbreitung zu erwarten. Moderne FEM-Verfahren basieren auf einer verallgemeinerten Wellengleichung, welche insbesondere die Wechselwirkung der sich ausbreitenden Schallwellen mit der Luftströmung im Ansaugsystem berücksichtigen [1].

Bild 10-6 zeigt den Vergleich der Ergebnisse aus FEM-Berechnungen mit Messungen für das akustische Dämpfungsverhalten eines Luftfilters. Dieser Vergleich macht deutlich, dass insbesondere im Bereich der ersten Systemresonanz ein signifikanter Einfluss der Strömung auf die akustische Wellenausbreitung zu beobachten ist. Da die Resonanzen des Ansaugtraktes für die Schallpegel eine dominante Rolle spielen, ist die präzise Berechnung der akustischen Resonanzen von zentraler Bedeutung.

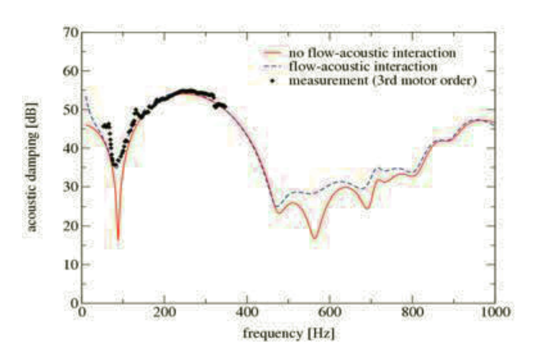


Bild 10-7: Vergleich der berechneten Dämpfungsfunktionen mit der Messung.

10.1.3.2 Schallabstrahlung der elastischen Strukturen

Durch die akustische Druckpulsation im Innern der Luftführung werden die elastischen Strukturen des Ansaugtraktes zu Schwingungen angeregt und strahlen somit Schallwellen in die Umgebung ab. Zusätzlich können Strukturanregungen die Bauteile zu Schwingungen anregen und ebenfalls einen Beitrag zur Schallabstrahlung liefern. Im Außenraum des Motoransaugtraktes wird deshalb das akustische Schallfeld im allgemeinen durch die akustischen Wellen an der Ansaugmündung und zum anderen durch die Körperschallabstrahlung der elastischen Strukturen, wie etwa dem Luftfilter und dem Saugmodul, bestimmt.

Die Berechnungen der Schallabstrahlung erfordert eine korrekte Behandlung der Schallwellenausbreitung in die freie Umgebung. Da dies bei den Randelementemethoden aufgrund der mathematischen Formulierung automatisch gewährleistet ist, werden diese Methoden für die akustische Schallabstrahlung bevorzugt. In **Bild 10-8** ist das Ergebnis einer BEM-Berechnung für die Schallabstrahlung im Außenfeld dargestellt. Deutlich zu sehen sind Interferenzeffekte zwischen der Schallabstrahlung an der Ansaugmündung und der Körperschallabstrahlung des Luftfilters.

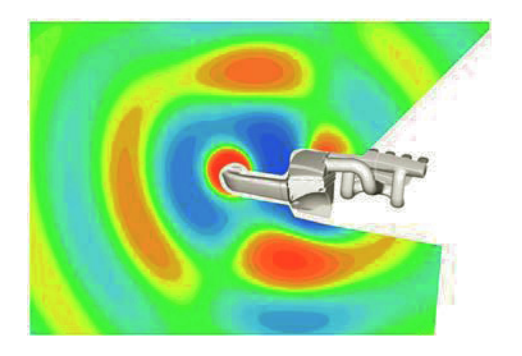


Bild 10-8: Schallabstrahlung der Ansaugmündung und des schwingenden Luftfilters auf einer virtuellen Ebene im Außenraum

10.1.3.3 Transfermatrixmethode für das Ansaugsystem

Mit Hilfe der bisher beschriebenen numerischen Berechnungsverfahren wird durch entsprechende Berechnungen mit Einheitsanregungen eine das Ansaugsystem charakterisierende Transfermatrix berechnet. Diese Matrix enthält Korrelationen zwischen den Anregungspunkten (Einlasskanäle) und den Auswertepunkten (Punkte im Nahfeld der Ansaugmündung und Punkte im Nahfeld der Schall abstrahlenden Strukturen).

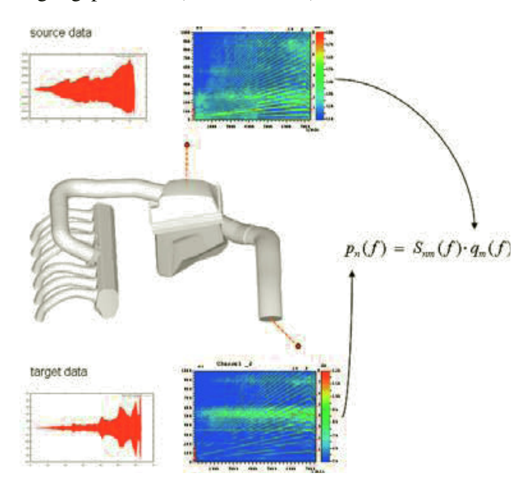


Bild 10-9: Prinzip der Transfermatrixmethode

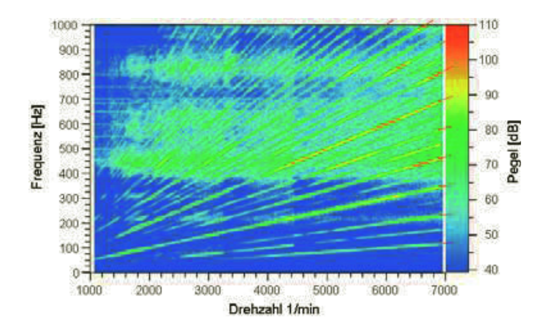


Bild 10-10: Autopowerspektrum (APS) für den Mündungsschallpegel eine Motoransaugtraktes unter Verwendung eines hoch aufgelösten Anregungsspektrums.

Mit Hilfe der Transfermatrix eines Ansaugsystems kann mit nur geringem numerischem Aufwand die Schallpegelprognose an allen Auswertepunkten für ein hochaufgelöstes Anregungsspektrum berechnet werden.

10.1.4 Akustikmaßnahmen

Der Mündungsschall, die Oberflächenabstrahlung von Bauteilen, der Körperschalleintrag in die Fahrzeugkarosserie und die Sound-Gestaltung im Innenraum sind Bereiche, die bei der akustischen Auslegung der Ansaugluftführung eine Rolle spielen. Hierfür werden jeweils Maßnahmen vorgestellt.



Bild 10-11: Beispiele für Entkopplungselemente

10.1.4.1 Körperschalleintrag

Die Körperschalleinleitung findet an den Koppelpunkten der Ansaugkomponenten zur Fahrzeugkarosserie statt. Diese darf üblicherweise einen definierten Maximalwert nicht überschreiten. Es ist darauf zu achten, dass die Ansaugluftführung nicht an akustisch kritischen Teilen der Karosserie befestigt wird. Es gibt spezielle Entkopplungselemente, die an den Anbindungspunkten der Ansaugkomponenten zur Fahrzeugkarosserie angebracht werden und auf den Körperschall dämpfend wirken. Über die Geometrie oder das Material, kann das Element auf die Problemstellung abgestimmt werden.

10.1.4.2 Oberflächenabstrahlung

Maßnahmen für die Oberflächenabstrahlung eines Bauteils (z.B. Luftfilter, Saugmodul, Resonator etc.) werden in erster Linie durch die Bauteilgeometrie umgesetzt. Hierzu sind bewährte Konstruktionsrichtlinien zu beachten:

Große Flächen dürfen nie eben sein, d.h. sie müssen eine Wölbung (Bombierung) mit einem Radius < 800 mm aufweisen. Die Wölbung sollte nach Möglichkeit in beide Richtungen ausgeführt sein, mindestens aber über die kurze Seite (**Bild 10-12**).

Die Verrippung von Bauteilflächen ist eine weitere Maßnahme, um die Oberflächenabstrahlung zu reduzieren. Dabei müssen folgende Punkte beachtet werden:

- Anbindung der Rippen an angrenzende Flächen
- Ausreichende Rippenhöhe
- Kreuzverrippung, wenn möglich

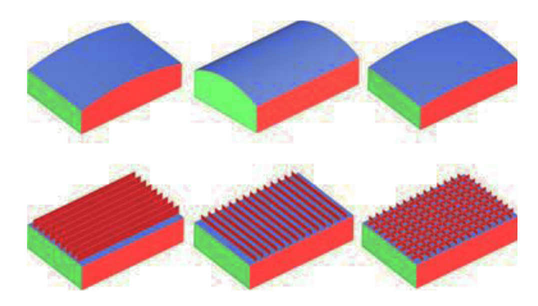


Bild 10-12: Abstrahlunempfindliche Oberflächengestaltung durch Bombierung (oben) und Verrippung (unten)

Wenn aus Bauraumgründen weder eine optimale Bombierung, noch eine ausreichende Verrippung möglich ist, kann auch die Verwendung eines Zugankers die Steifigkeit der Struktur sicherstellen. Ein Zuganker ist eine Versteifungsmaßnahme, bei der akustisch auffällige Flächen meist zentral mit einer gegenüberliegenden Fläche verbunden werden. Die Verbindung wird entweder durch eine Verschweißung oder durch eine Verschraubung hergestellt. Bei der Verschraubung ist auf die Abdichtung zu achten.

Das Bekleben der Oberfläche mit Schaumstoff ist eine weitere Maßnahme, die die Abstrahlung reduziert. Die Wirkweise basiert auf dem Absorptionsprinzip. Sicken und Absätze zur Verbesserung der Oberflächenabstrahlung sind bei Kunststoffbauteilen nur begrenzt wirksam. Sie werden meist bei Metallbauteilen eingesetzt.

10.1.4.3 Mündungsschall

Der Mündungsschall ist von der Motoranregung und von der Dämpfung der Ansaugluftführung abhängig. Die Längen und Durchmesser der Rohluft- bzw. Reinluftseite und das Luftfiltervolumen haben Auswirkung auf die Dämpfung des Systems. Durch sinnvolle Auslegung kann eine höhere Dämpfung erzielt werden (Kapitel 5.7). Diese Parameter sind aber meistens durch den Bauraum limitiert.

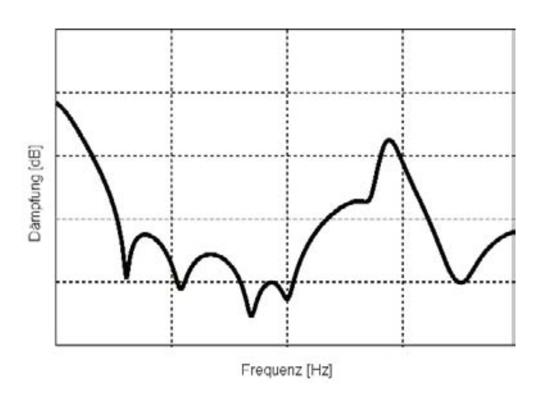


Bild 10-13: Typischer Verlauf der akustischen Dämpfung der Ansaugluftführung über der Frequenz

Resonanzeinbrüche in der Dämpfung können durch Resonatoren vermieden bzw. vermindert werden. Die Wirksamkeit des Resonators hängt stark mit dessen Positionierung im Rohr zusammen. Er sollte stets so angebracht sein, dass sich sein Abgang an einem Druckbauch befindet. Auf diese Weise erzielt er seine maximale Wirkung. Aus Package-Gründen ist die Positionierung am Druckbauch oftmals nicht möglich. Dann muss überprüft werden, ob die Positionierung an einer anderen Stelle noch eine ausreichende Dämpfung bewirkt. Je nach Frequenzlage der Überhöhungen kommen verschiedene Resonatoren zum Einsatz. Gängige Resonatortypen für tief- bis mittelfrequenten Einsatz sind der Helmholtz-Resonator, das λ/4-Rohr und die Expansionskammer (Kapitel 5.7). Für hochfrequente Probleme, die vor allem bei Turbomotoren auftreten, werden spezielle Hochfrequenzresonatoren eingesetzt:

Der *Lochresonator* ist ein Resonanz-Schalldämpfer, der dem Helmholtz-Resonator ähnlich ist, jedoch keine eindeutig definierte Halsanbindung aufweist. Er besteht aus einem Volumen welches am Schall führenden Rohr angeflanscht ist und über eine Perforation direkt mit dem durchströmten Ansaugkanal verbunden ist. Wie beim Spaltresonator kann sich das Ausmaß des Lochresonators über den gesamten oder nur einen Teil des Umfangs erstrecken. Je nach Ausführung lassen sich entlang des Rohrs auch mehrere separate Kammern anordnen, deren Einflüsse sich überlagern bzw. sich zu einer breitbandigen Wirkung ergänzen. Die Perforation (Lochgröße(n), Lochanzahl, Abstand zur Außenwand) und das Volumen (Größe, Lage, Ausmaß) sind die Abstimmparameter des Resonators.

Der *Spaltresonator* besteht aus einem ringförmigen Volumen, das über einen Spalt an den durchströmten Ansaugkanal angebunden ist. Das Volumen muss sich dabei nicht zwangsläufig über den gesamten Umfang des Kanals erstrecken. Die Wirkung ist wie beim Lochresonator breitbandig. Man unterscheidet zwischen Längs- und Querspalt-Resonatoren. Die Parameter zur Abstimmung sind hierbei die Spaltgeometrie (Breite, Länge), Spalttyp (Querspalt/Längsspalt) und das Volumen der der durch den Spalt angekoppelten Kammer (Größe, Lage, Ausmaß)

Der *Wabenresonator* besteht aus vielen einzelnen Helmholtz-Resonatoren, die über den Umfang des Ansaugkanals verteilt sind. Zu beachten ist der fließende Übergang zwischen Lochresonator und Wabenresonator aufgrund der Anbindung zum Kanal. Werden beim Lochresonator ausschließlich die Wandungen des Ansaugkanals durchbohrt, so sind beim Wabenresonator meist separate Hälse ausgebildet, deren Länge mehr als die Wanddicke des Rohres darstellt. Zudem besitzt jede Kammer lediglich eine Anbindung. Da es sich beim Wabenresonator um eine kompakte Hintereinanderschaltung bzw. Kombination von Helmholtz-Resonatoren handelt, beruht dessen Wirkungsweise prinzipiell auf der des Helmholtz-Resonators. Zu beachten sind lediglich mögliche Beeinflussungen der einzelnen Resonatoren untereinander und eine klar ausgebildete Halspartie. Da diese allerdings oftmals weniger deutlich ausgeprägt ist, kommt es neben der reinen Wirkung als Helmholtz-Resonator, in Abhängigkeit von der Kammerlänge, zu einer $\lambda/4$-Wirkung. Die Wirkung des Wabenresonators mit seinen abgestimmten Wabenkammern ist breitbandig. Abstimmparameter sind das Volumen, die Halslänge, der Halsdurchmesser und die Geometrie der einzelnen Waben.

Durch die *Schaumstoffauskleidung* der Innenwände des Luftfilters werden die höheren Frequenzanteile des Schalls im Schaumstoff absorbiert und in Wärme umgewandelt.

Der *Gewebeschlauch* besteht aus Textilgewebe, welches mit einer Stahl- und/oder Plastikspirale versteift ist. Die Wirkung beruht auf einem Druckausgleich zwischen dem Inneren des Ansaugkanals und der Umgebung. Die Maxima der Druckamplituden im Ansaugkanal werden auf diese Weise reduziert. Die Porosität des Gewebes steuert das Dämpfungsverhalten über den Frequenzbereich. Der Gewebeschlauch ist auch als Maßnahme bei tiefen Frequenzen einsetzbar.

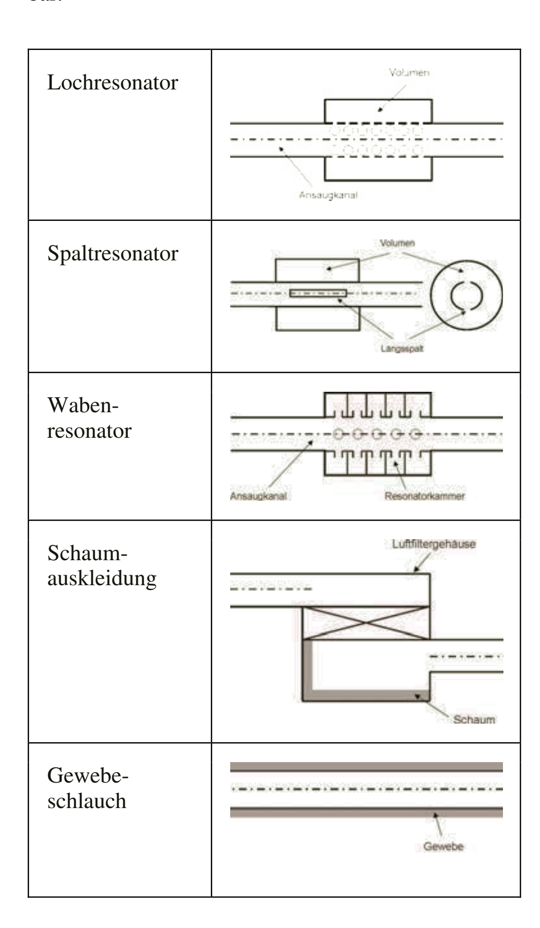


Tabelle 10-1: Hochfrequenz-Resonatoren

10.1.4.4 Sounddesign

Bis jetzt wurden Maßnahmen zur Reduktion des Schalldruckpegels an der Ansaugmündung bzw. über den Oberflächen betrachtet. Das Mahle Motor Sound System **(Bild 10-14)** ist eine Maßnahme, um die gezielten Gestaltung des Geräuschcharakters im Fahrzeug-Innenraum zu ermöglichen. Die grundlegende Idee des Mahle Motor Sound Systems ist es, die in der Ansaugstrecke vorhandene Druckpulsation zur gezielten Soundgestaltung zu nutzen. Dazu wird im Reinluftkanal ein Abgang vorgesehen, der die Motor-

anregung auf eine Membran leitet. Diese Membran gerät in Schwingung und strahlt ein definiertes Geräusch in Richtung Fahrgastraum ab. Herzstück des Motor Sound Systems ist der Soundgenerator. Er besteht aus nur drei Teilen: einem Gehäuse, einer gasdicht verschweißten Membran und einem Deckel. Die Membran selbst ist mit einem steifen Boden und einem weichen Faltenbalg als 2-Komponenten-Bauteil ausgeführt. Dies entspricht einem Feder-Masse-System, bei dem der versteifte Boden (Masse) auf dem weichen Faltenbalg (Feder) schwingt. Zur Abstimmung des Motor-Sound-Systems stehen folgende Parameter zur Verfügung:

- Dicke und Masse des Bodens,
- Elastizität des Faltenbalgs durch Veränderung des Materials und der Wanddicke,
- Resonanzvolumen,
- Endrohrlänge und -durchmesser,
- Eingangsrohrlänge und -durchmesser.

Mit Hilfe dieser Abstimmungsmöglichkeiten können die Wirkfrequenzen des Soundsystems sehr exakt in die vom Kunden gewünschten Frequenzbereiche gelegt werden; dass heißt, sowohl ein sportlich-aggressiver, als auch ein tieffrequent-sonorer Sound sind realisierbar.



Bild 10-14: Explosionsdarstellung MAHLE Sound-Generator

In **Bild 10-15** sind typische Cambell-Diagramme für ein Fahrzeug ohne und mit Soundgenerator gegenübergestellt. Während das Fahrzeug ohne Soundgenerator kein Feedback bei Volllast und einen ungleichmäßigen Pegelanstieg aufweist, besitzt das Fahrzeug mit Soundgenerator ein klares Feedback bei Volllast und einen gleichmäßigen Pegelanstieg. Da gleichzeitig bestimmte Motorordnungen gezielt angehoben werden, wird durch den Soundgenerator auch das Klangbild verbessert. Das Mahle Motor Sound System findet auch bei Turbo- und Dieselmotoren Anwendung. Aufgrund der fehlenden Lastregelung über die Drosselklappe ist zusätzlich eine Klappe mit entsprechender Aktuatorik erforderlich, um ein adäquates Lastfeedback zu erzeugen.

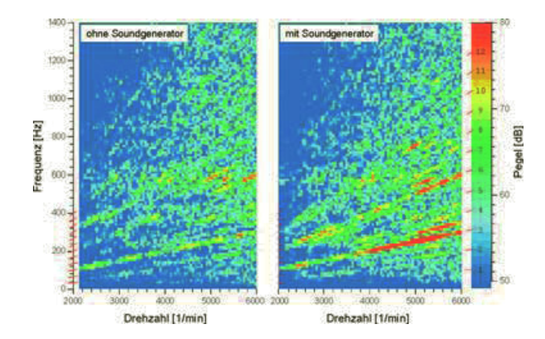


Bild 10-15: Campbelldiagramm des Fahrgeräusches im Innenraum mit und ohne Sound-Generator

10.1.5 Validierung

Die Ergebnisse der Berechnungen können überprüft werden, sobald erste Teile in Hardware vorliegen, häufig als Laser-Sinter-Bauteile. Dabei kann zwischen der Prüfung einzelner Komponenten und Messungen am Fahrzeug unterschieden werden.

Für die Untersuchung der Komponenteneigenschaften haben sich nachstehende Prüfstände bewährt:

- Lautsprecher-Prüfstand (LSP)
- Durchströmter LSP
- Impulshammer
- Modalshaker
- Shaker
- Geschleppter Motorprüfstand
- Befeuerter Motorprüfstand

Untersuchungen am Fahrzeug werden üblicherweise auf dem Rollenprüfstand, auf Prüfgeländen oder im Straßenverkehr durchgeführt. Hierbei werden folgende Messgrößen aufgezeichnet:

- Luftschall (Mikrofon)
- Körperschall (Beschleunigungsaufnehmer, Laser-Interferometer)
- Druckindizierung (Druckaufnehmer)
- Temperatur (Bimetall, Pyrometer)

10.1.5.1 Lautsprecher-Prüfstand

Der *konventionelle Lautsprecherprüfstand* besteht aus einer geschlossenen Lautsprecherbox, an deren Seite sich ein Ausgang befindet, an den die Prüflinge montiert werden. **Bild 10-16** zeigt schematisch den Aufbau des konventionellen Lautsprecherprüfstandes.

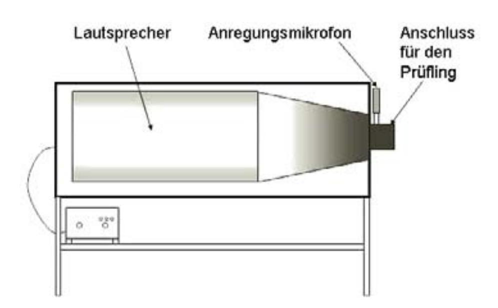


Bild 10-16: Schematischer Aufbau eines Lautsprecherprüfstandes

Für die Messung der Übertragungseigenschaften eines Bauteils liefert der Lautsprecher einen Sinus-Sweep, ein sinusförmiges Testsignal, dessen Frequenz über der Messzeit ansteigt. Der eingesetzte Prüfstand kann einen Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 6000 Hz abdecken. Wird der Pegel an der Mündung des Prüflings ermittelt, so kann über die Differenz von Mündungs- und Anregungspegel die Übertragungsfunktion bzw. Bauteildämpfung berechnet werden.

Der *druckbeaufschlagte Lautsprecherprüfstand* erlaubt Messungen von Bauteilen unter Bedingungen, die denen beim Einsatz an aufgeladenen Motoren im Fahrzeug nahe kommen. Der Prüfling kann mit einem statischen Überdruck beaufschlagt werden. Somit kann das druckabhängige Übertragungs- bzw. Abstrahlverhalten gemessen werden. Der Prüfstand besteht aus einem Druckbehälter, in dem ein Lautsprecher verbaut ist. Der Prüfling wird druckdicht an einem Abgang befestigt. Der Aufbau entspricht weitgehend der in **Bild 10-16** gezeigten Konfiguration. Anstelle eines Anregungsmikrofons kommt ein Druckaufnehmer zum Einsatz.

Für Messungen der Strömungsakustik von Bauteilen der Ansauganlage eignet sich der *durchströmte Lautsprecherprüfstand*. Der Aufbau ähnelt **Bild 10-16**, jedoch besitzt das Gehäuse einen Anschluss für die strömende Luft. Diese wird durch einen Kompressor abgesaugt und somit entsteht eine Strömung durch den Prüfstand. Der Luftmassenstrom wird mit einem Luftmassenmesser ermittelt. Mit dem Einsatz dieses Prüfstandes ist es möglich, reale Bedingungen für durchströmte Bauteile, wie beispielsweise eines gesamten Ansaugsystems oder eines einzelnen Luftfilters, nachzustellen, um Phänomene wie Strömungsgeräusche im Fahrzeug abzuschätzen. Nicht zuletzt hat die Strömung einen Einfluss auf die Systemdämpfung sowie auf Wirkfrequenzen von Akustikmaßnahmen.

10.1.5.2 Dynamische Steifigkeit

Die Steifigkeit eines Bauteils hat einen essentiellen Einfluss auf dessen akustisches Verhalten, sowohl für die Oberflächenabstrahlung, als auch für das Übertragungsverhalten. Üblicherweise werden Bauteile auf möglichst hohe Steifigkeiten ausgelegt. In Sonderfällen, beispielsweise für das Sounddesign, werden einzelne Bauteilflächen gezielt geschwächt. Somit wird eine gezielte Schallabstrahlung in einem definierten Frequenzbereich erreicht.

Die Auslegung der Bauteilsteifigkeit findet in den ersten Schritten virtuell über Berechnungen statt. Erste Musterteile aus SLS (Selective Laser Sintering) sind bezüglich ihrer Steifigkeit aufgrund deutlich unterschiedlicher Materialparameter nur schwer bewertbar. Die ersten validierbaren Bauteile aus dem richtigen Material stammen also aus einem Musterwerkzeug. Mit diesen und allen folgenden Bauständen werden folgende Untersuchungen durchgeführt:

Die *Impulshammer-Messung* gibt eine Aussage über die dynamischen Steifigkeiten von Bauteilflächen. Mit dem Impulshammer wird ein Impuls in der Nähe des Messpunktes in die Bauteilstruktur eingebracht. Ein im Messhammer integrierter Kraftaufnehmer zeichnet das Anregungssignal auf, während gleichzeitig die Strukturantwort mit einem Beschleunigungssensor gemessen wird. Aus diesen beiden Signalen können die Eigenfrequenzen, die dynamische Steifigkeit und die Nachgiebigkeit ermittelt werden (Kapitel 16.3.2).

Der *Modalshaker* ist ein elektrodynamischer Schwingungserreger der zur Anregung der Bauteilstruktur eingesetzt wird. Die Strukturantwort kann hier an einem oder mehreren Punkten des Bauteils mit Beschleunigungsaufnehmern gemessen werden. Dadurch besteht die Möglichkeit, neben den dynamischen Kenngrößen zusätzlich noch die Eigenschwingformen des Bauteils mit Hilfe einer Modalanalyse zu bestimmen. In der Regel werden diese Messungen an einem frei aufgehängten Bauteil durchgeführt.

Der *Shakerprüfstand* hat einen deutlich leistungsstärkeren elektrodynamischer Schwingungserreger als der Modalshaker. Mit diesem Schwingerreger können deutlich größere und schwerere Bauteile in ihrer richtigen Fahrzeugeinbausituation komplett mit allen benötigen Peripheriebauteilen, wie z.B. Halter und Pufferelementen, untersucht werden. Um eine noch weiter verbesserte Realitätsnähe zu erzielen, kann das Bauteil noch mit Hilfe einer Temperaturkammer auf die im Motorraum herrschenden Temperaturen konditioniert werden. Der Prüfstand biete die Möglichkeit, die modalen Bewegungen einer Komponente des Ansaugsystems mit einer definierten Anregung zu untersuchen. Hierbei werden häufig Einheitsanregungen genutzt, also konstante Beschleunigungen über einem definierten Frequenzbereich. Aber auch Rauschprofile wie weißes oder rosa Rauschen sind gebräuchlich. Die Strukturantwort des Bauteils auf diese Anregung wird üblicherweise mit Beschleunigungssensoren an kritischen Punkten gemessen. Werden die geometrischen

Informationen in der Messung hinterlegt, sind Analysen der Schwingungsmoden des Bauteils oder von Bauteileinzelflächen, inklusive der Darstellung der Relativbewegungen der einzelnen untersuchten Strukturpunkte, möglich. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen geben Aufschluss über die Notwendigkeit zusätzlicher versteifender Maßnahmen.

10.1.5.3 Messungen mit Motoranregungen

Die Messungen am Lautsprecher-Prüfstand geben sehr gute Informationen über das Dämpfungsverhalten von Bauteilen oder ganzen Ansaugsystemen. Damit ein solches Ansaugsystem aber akustisch funktioniert, muss diese Dämpfung an die tatsächlich vorhandene Motoranregung angepasst werden. Auch die Frage, ob die Struktursteifigkeit ausreichend ist, also die Oberflächenabstrahlung im Ziel liegt, kann erst am Motor endgültig beantwortet werden. Hierfür bieten sich zwei Prüfstände an:

Ein *geschleppter Motor* bietet die Möglichkeit, allein durch Kompression und Dekompression der Ansaugluft hohe Anregungen auf die Luftsäule des kompletten Ansaugsystems zu geben, mit allen Bauteilen der Ansaugluftführung inklusive des Saugmoduls. Dadurch ist eine erste Bewertung der Oberflächenschallabstrahlung und des Mündungsschalls möglich. Zudem lassen sich an diesem Prüfstand die Resonatoren anpassen. Turboaufgeladene Motoren lassen sich auf dem geschleppten Motorenprüfstand nicht ohne weiteres betreiben, da der Turbolader nicht die gewünschte Arbeitsdrehzahl erreicht.

Einen deutlichen Schritt weiter gehen die Untersuchungen am *befeuerten Motorenprüfstand*. Neben dem Vorteil der deutlich höheren Anregung durch die Verbrennung ist auch die Abstimmung des Ansaugsystems auf verschiedene Verbrennungsstrategien (Homogen-/Schichtbetrieb, Saugrohrschalten, Regelungen der Drosselklappe und des Ventiltriebs) möglich. Nicht zuletzt werden an diesen Prüfständen auch die Druckanregungsdaten für die Akustikberechnung gewonnen und es können erste Lastenheftmessungen bezüglich der Komponentenzielkurven durchgeführt werden.

10.1.5.4 Fahrzeugmessungen

Der auf die Komponentenmessungen folgende Schritt ist die Bewertung im Fahrzeugumfeld. Hierbei ist der Einfluss der Bauteile der Ansaugluftführung auf das Fahrzeuginnengeräusch von größtem Interesse. Daher werden bei allen Fahrzeugmessungen neben den Schalldrucksignalen und der/den Ansaugmündung(en) die Signale an den Ohrpositionen des Fahrers und Beifahrers sowie eines Fondfahrers aufgezeichnet. Darüber hinaus werden die Beschleunigungen an allen Koppelstellen der Bauteile der Ansaugluftführung mit der Karosserie gemessen.

Die Ergebnisse von Messungen auf dem *Rollenprüfstand* sind sehr gut reproduzierbar. Störeinflüsse durch wechselnden Fahrbahnbelag, wechselnde Wetterbedingungen oder unterschiedliche Fahrzeughochläufe können hier ausgeschlossen werden. Beim akustischen Rollenprüfstand handelt es sich um einen reflexionsarmen Messraum mit schallhartem Boden, in dem eine Fahrzeugrolle installiert ist (Kapitel 18.3).



Bild 10-17: Befeuerter Motorprüfstand

Die Fahrzeugakustik, als direkt erlebbare Eigenschaft, prägt den Gesamtcharakter eines Fahrzeuges. Dieser Charakter vermittelt sich dem Akustiker am besten, wenn das Fahrzeug auf der Straße bewegt wird. Hier lässt sich das Verhalten unter realen Betriebsbedingungen bewerten. Neben einer subjektiven Gesamtbewertung werden Akustikmessungen auf abgeschlossenen Testgeländen sowie auf der Straße durchgeführt.

10.2 Abgasanlage, Schalldämpfer

10.2.1 Funktion und Aufbau

Die Abgasanlage übernimmt im Kraftfahrzeug folgende Aufgaben:

- Abführung der im Verbrennungsmotor entstehenden heißen Abgase ins Freie,
- Reinigung des Abgases von schädlichen chemischen Verbindungen und Partikeln, zur Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen,
- Dämpfung des Abgasgeräusches auf das gesetzliche Mindestmaß (ISO Vorbeifahrt, Kap. 11.2.3.) [1] und darüber hinaus
- Gestaltung des gewünschten Sound Designs.

Dazu bestehen Abgasanlagen aus den folgenden Komponenten:

- Abgaskrümmer zur Zusammenfassung der aus den Zylindern des Motors ausströmenden Abgasen,

- Abgasturbolader (ATL) zur Steigerung der Motorleistung
- Katalysatoren und Partikelfiltern zur Abgasreinigung,
- Schalldämpfern zur Minderung und Beeinflussung des Abgasgeräusches,
- Verrohrung zur Abgasführung und
- Endrohren zum Auslass des Abgases in die Umgebung.

In vielen Dieselmotoren wird zudem eine Abgasrückführung (AGR) vorgenommen. Dazu wird am Krümmer (Hochdruck AGR), manchmal auch nach dem Partikelfilter (Niederdruck AGR), ein Abzweig zum Ansaugsystem eingebaut. In diesem Abzweig wird über das AGR-Ventil die Menge des entnommenen Abgases gesteuert.

Das Layout der Abgasanlage hängt vom Fahrzeugtyp, der Motorisierung und der Anordnung des Motors im Fahrzeug ab. Bei PKW mit Frontmotorisierung wird die Abgasanlage aus dem Motorraum kommend im Allgemeinen unter dem Fahrzeugchassis bis zum Fahrzeugheck geführt. Dabei werden die oben aufgeführten Komponenten in Serie hintereinander verbunden. Katalysatoren und Partikelfilter werden motornah angeordnet, um eine gute Abgasreinigung zu erreichen. Die Schalldämpfer sind dahinter angeordnet. Bei Motoren mit mehr als 5 Zylindern (V6, V8 oder V12) kommen häufig 2 parallele Abgasstränge (zweiflutige Systeme) zum Einsatz. Jeweils ein Abgasstrang ist dann einer Zylinderbank zugeordnet. Manchmal sind diese Abgasstränge über Rohre oder gemeinsame Schalldämpfer miteinander verbunden **(Bild 10-19)**.

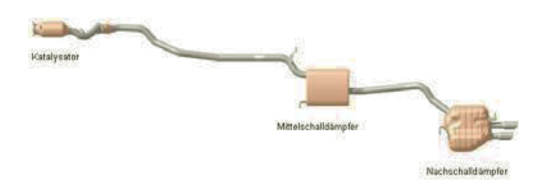


Bild 10-18: Einflutiges Abgassystem für ein Fahrzeug mit 4-Zylinder-Benzinmotor

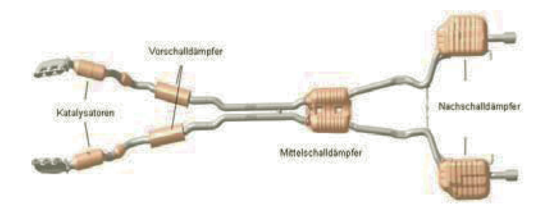


Bild 10-19: Zweiflutiges Abgassystem für ein Fahrzeug mit V6 Benzinmotor

Bei PKW mit Heckmotorisierung sowie bei Nutzfahrzeugen werden die Komponenten für die Abgasreinigung häufig in den Schalldämpfer integriert (**Bild 10-20** und **Bild 10-21**).

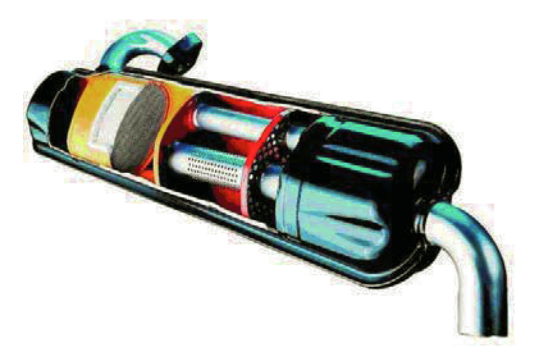


Bild 10-20: Schalldämpfer mit integriertem Katalysator für einen Kleinwagen mit Heckmotor



Bild 10-21: NFZ Abgassystem mit integrierten Schalldämpfungs- und Abgasreinigungskomponenten

Aufgrund des Bauraums werden für Nutzfahrzeuge häufig mehrere Katalysatoren und Partikelfilter im Schalldämpfergehäuse parallel eingebaut.

Das Schalldämpfervolumen hängt ab von den Anforderungen an den Abgasgegendruck und die Schalldämpfung und liegt üblicherweise im Bereich vom 8–15 fachen Hubvolumen des Motors.

Die Hauptursache für das Abgasgeräusch sind die Gaspulsationen des Verbrennungsmotors, d.h. die Gasschwingungen die durch den Verbrennungsprozess und das Ausschieben des Abgases durch die Auslassventile bei jedem Arbeitstakt des Motors entstehen. Man nennt dies auch das Pulsationsgeräusch.

Die Form des Druckpulses eines Zylinders hängt dabei vom Verbrennungsprozess wie auch der Ventilhubkurve ab (**Bild 10-22**). Dabei wird der Anstieg des Druckpulses von der Ventilhubkurve stark beeinflusst, während der Rest des Pulses vom Ausschieben des Abgases bestimmt ist. Aus diesem Puls ergibt sich ein breitbandiges Geräuschspektrum.

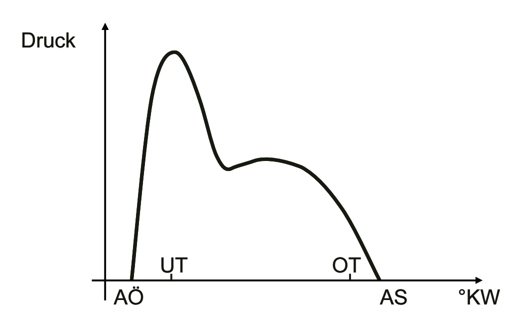


Bild 10-22: Druckverlauf im Auslasskanal nach Auslassventil öffnet (AÖ)

Durch die periodische Wiederholung des Arbeitsprozesses ist der Hauptgeräuschanteil synchron zur Motorumdrehung und wird daher auf die Motorordnung (MO) bezogen. Für einen Einzylinder-Viertaktmotor ist die 0.5te MO dominierend, da die Gemischzündung und das Ausschieben bei jeder zweiten Kurbelwellenumdrehung stattfinden. Diese Motorordnung wird auch Zündfrequenz bzw. Zündordnung (ZO) genannt. Bei n Zylindern ergibt sich folgender Zusammenhang für die Zündordnung:

$$ZO = \frac{n}{2}$$

Die dominierende Motorordnung ist daher beim Vierzylindermotor die 2. Ordnung und beim 6 Zylindermotor die 3. Motorordnung. Weitere Geräuschanteile treten bei Harmonischen der Zündfrequenz auf. Deren Pegel sinkt aber mit ca. 20 dB pro Oktave. Je nach Zündfolge des Motors und Krümmerlayout können auch Subharmonische unterhalb der Zündfrequenz auftreten. Insgesamt liefern die Motorordnungen wesentliche Beiträge zum Mündungsschall in einem Frequenzbereich von etwa 30–800 Hz (bei Benzinern) und 20–600 Hz (bei Dieseln).

In **Bild 10-23** und **Bild 10-24** erkennt man sehr gut, dass die Hauptmotorordnungen (in diesem Fall 3., 4.5, 6. und 9. MO) das Gesamtgeräusch bis 600 Hz und ca. 4000 U/min Motordrehzahl dominieren. Bei höheren Drehzahlen und Frequenzen wird das Strömungsrauschen bestimmend.

Genau wie die Gaspulsation, können kurbelwinkelsynchrone Schwingungen des Motors in die Abgasanlage eingeleitet werden. Diese Schwingungen der

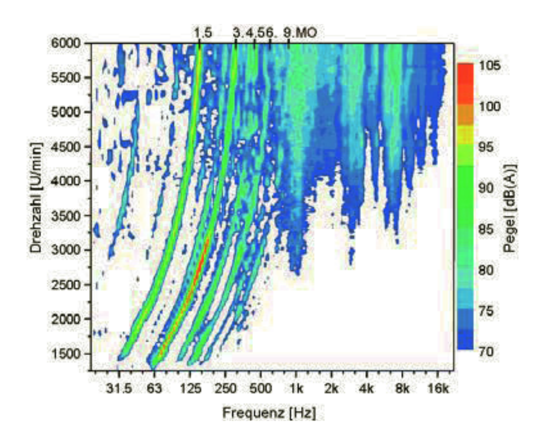


Bild 10-23: Campbell Diagramm vom Abgasmündungsgeräusch bei einem Motorhochlauf unter Volllast

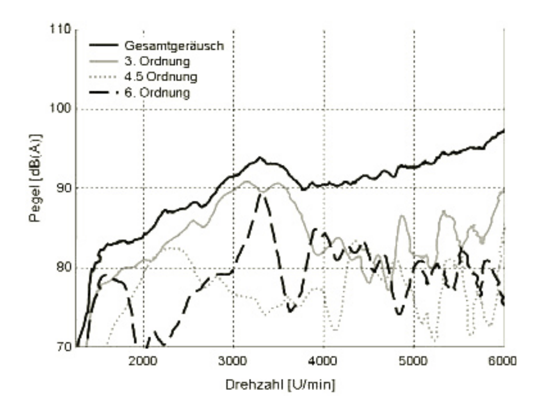


Bild 10-24: Gesamt- und Ordnungspegel des Abgasmündungsgeräusches extrahiert aus dem Campbell Diagramm in **Bild 10-23**

Abgasanlage können dann über die Aufhängung an der Karosserie in den Innenraum übertragen werden und dort Störgeräusche hervorrufen.

Eine weitere Geräuschquelle in der Abgasanlage ist der Turbolader. Aufgrund der hohen Umdrehungszahlen des Laufrades, können hochfrequente tonale Geräusche (bis 1–15 kHz) entstehen. Die Frequenz dieser tonalen Geräusche ist im Allgemeinen nicht synchron zur Motordrehzahl sondern synchron zur Drehzahl des Turboladers bzw. konstant über die Motordrehzahl. Man spricht auch häufig vom Turboladerheulen oder -pfeifen (Kapitel 9.3.3). Diese Geräusche können sowohl über Körperschall als auch über Luftschall in die Abgasanlage eingeleitet und dann von ihr abgestrahlt werden.

Weiterhin entstehen beim Ausstoß sowie der Weiterleitung des Abgases erhebliche Strömungsgeräusche. Diese sind im Allgemeinen sehr breitbandig und reichen im Unterschied zu den Pulsationsgeräuschen auch in den hohen Frequenzbereich bis etwa 10 kHz. Je nach Anordnung der Schalldämpfervolumen können auch strömungsinduzierte tonale Geräusche (Pfeifen) im hohen Frequenzbereich erzeugt werden. Der Pegel der Strömungsgeräusche ist je nach Erzeugungsmechanismus proportional zur 4.–6. Potenz der Strömungsgeschwindigkeit. Die Frequenzbereiche tonaler Geräusche sind abhängig von der Strouhalzahl [2]. In **Bild 10-25** ist das Auftreten von Pfeifgeräuschen im Mündungsgeräusch beispielhaft dargestellt.

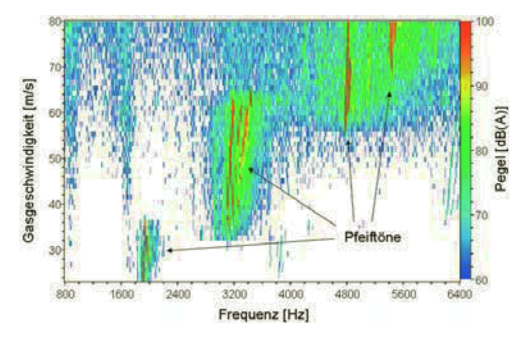


Bild 10-25: Mündungsgeräuschpegel über der Frequenz in Abhängigkeit von der Gasgeschwindigkeit im Einlassrohr des Schalldämpfers.

10.2.2 Testmethoden

Zur Charakterisierung des Abgasgeräusches werden im Allgemeinen Mikrofonmessungen im Nahfeld der Endrohrmündung auf dem Rollen- oder Motorprüfstand durchgeführt. Dabei sind Rollenprüfstände immer als Halbfreifeldräume (d.h. reflektierender Boden, aber Wände und Decke mit schalltoter Auskleidung) und Akustikprüfstände häufig als Freifeldräume (Boden, Decke und Wände mit schalltoter Auskleidung) konzipiert (Kap. 13.9.1).

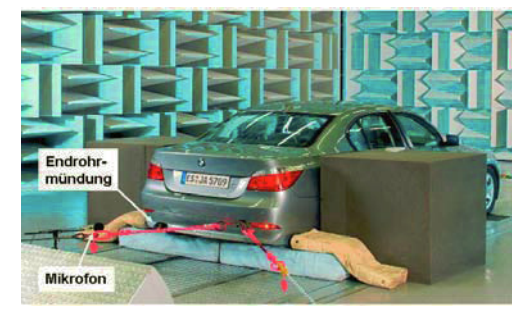


Bild 10-26: Fahrzeug in einem Halbfreifeld-Rollenprüfstand. Die Schaumstoffwürfel und Kissen dienen der Schottung von Reifen- und Antriebstranggeräuschen, so dass das Mikrofon nur das Abgasmündungsgeräusch aufnimmt.

Die Körperschallabstrahlung der Schalldämpfer kann ebenfalls durch Nahfeldmessungen auf dem Rollen- oder Motorprüfstand ermittelt werden. Je nach Schalldämpfergröße werden dazu meist mehrere Mikrofone eingesetzt.

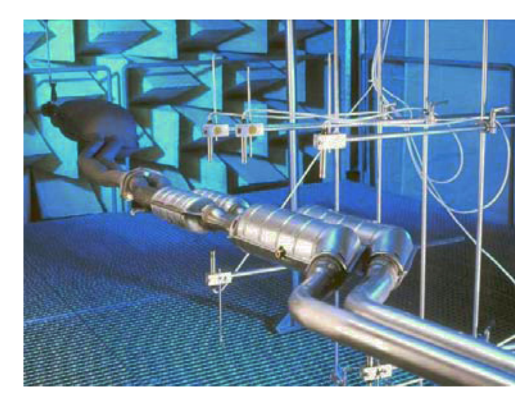


Bild 10-27: Aufbau Nahfeldmessung Körperschallabstrahlung in einem Freifeld-Motorprüfstand.

Eine andere Möglichkeit, die Körperschallabstrahlung der Schalldämpfer zu bestimmen, ist die Schallleistungsmessung. Dazu kann entweder eine Intensitätssonde oder ein Hallraum genutzt werden [3].

Die Schwingungen der Abgasanlage werden ebenfalls auf dem Rollenprüfstand mit Beschleunigungssensoren gemessen. Gleichzeitig wird häufig noch das Innenraumgeräusch aufgenommen, um den Einfluss des Mündungsgeräusches bzw. der Schwingungen zu bestimmen. Dieser Prozess ist auch als Transferpfadanalyse bekannt (Kapitel 16.4).

Die Dämpfungseigenschaft einzelner Komponenten kann mit Hilfe der Durchgangs- oder Einfügedämpfung (Transmission Loss bzw. Insertion Loss) ermittelt werden. In **Bild 10-28** ist der prinzipielle Messaufbau zur Ermittlung der Durchgangsdämpfung dargestellt.

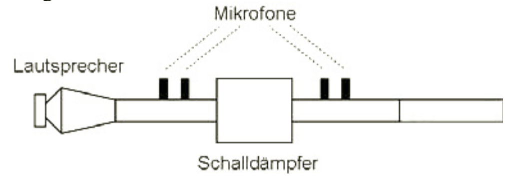


Bild 10-28: Schematischer Aufbau zur Messung der Durchgangsdämpfung mit der 4-Mikrofontechnik [4].

10.2.3 Komponentenbeitrag zum Abgasgeräusch

10.2.3.1 Krümmer

Der Krümmer hat über den Ladungswechsel ebenso wie die Ansauganlage einen erheblichen Einfluss auf

die vom Motor abgegebene Leistung bzw. das Drehmoment. Der Ladungswechsel wird insbesondere durch Reflektionen der von den Auslassventilen ausgehenden Druckwellen an allen Veränderungen des Rohrquerschnitts beeinflusst. Hierbei haben die ersten Reflektionen an motornahen Bauteilen, wie den Zusammenführungen der Krümmerrohre bzw. Vorrohre sowie Katalysatoren die größten Auswirkungen und müssen daher sorgfältig abgestimmt werden. Gleichzeitig wird durch diese Reflektionen auch die Ordnungs- bzw. Frequenzzusammensetzung maßgeblich mit beeinflusst. In **Bild 10-29** ist dargestellt, wie allein durch unterschiedliche Wahl der Krümmerrohrlängen und den damit verursachten unterschiedlichen Laufzeiten der Druckwellen die Ordnungspegel verändert werden können. Daneben kann auch mit dem Rohrdurchmesser die Ausbreitungsgeschwindigkeit und somit die Laufzeit der Druckwellen geändert werden. Durch größere Rohrquerschnitte nimmt die Ausbreitungsgeschwindigkeit ab.

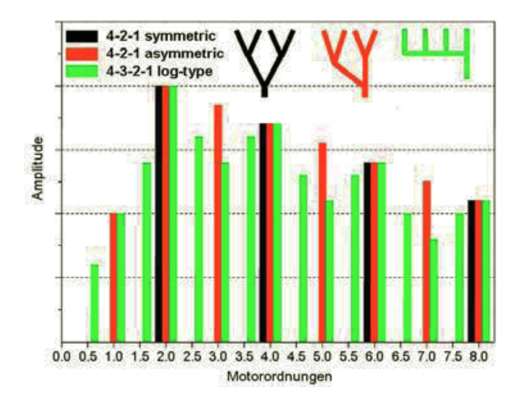


Bild 10-29: Einfluss des Krümmerlayouts auf die Ordnungszusammensetzung

Mit einem symmetrischen Krümmer treten beim 4-Zylinder Motor nur die Zündfrequenz (2. Motorordnung) und deren Harmonische (4., 6., 8. usw.) auf. In diesem Fall sind damit nur gerade Motorordnungen vertreten. Sind dagegen nur die Rohrlängen einer Zylindergruppe (hier Zylinder 1 und 2 bzw. 3 und 4) gleich, so kommen noch ungerade Motorordnungen hinzu. Ist der Krümmer komplett unsymmetrisch so treten sogar noch „halbe" Ordnungen auf. Mit dem Krümmer wird somit im Zusammenspiel mit der Zündfolge des Motors die Ordnungszusammensetzung des Abgasgeräusches kreiert, die ohne aktive Maßnahmen durch die dann folgende Abgasanlage nicht mehr verändert werden kann.

10.2.3.2 Katalysator

Katalysatoren werden zur Abgasreinigung benötigt. Sie bestehen aus einem Einlauf- und Auslauftrichter sowie einer Ummantelung des beschichteten Monolithen. Der Monolith besteht aus einer Wabenkeramik oder einem Metallsubstrat mit vielen kleinen Kanälen in denen die katalytisch aktive Beschichtung aufgebracht ist. Diese Kanäle haben durch die Beschichtung eine große Oberflächenrauheit. Dadurch spielt die Reibung des durchströmenden Abgases eine große Rolle für die Akustik. Die Katalysatorsubstrate verhalten sich akustisch wie ein Absorptionsschalldämpfer mit geringer Auskleidungstiefe (siehe Abschnitt Absorptionsschalldämpfer unten).

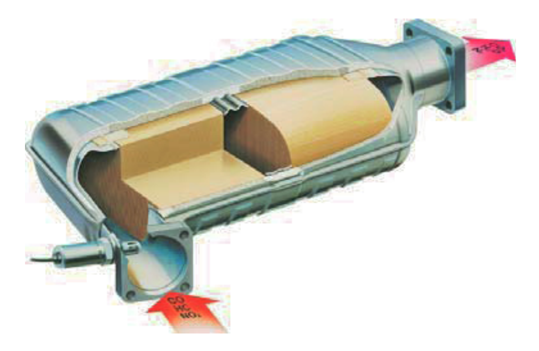


Bild 10-30: Katalysator mit Ein- und Auslasstrichter sowie zwei beschichteten Keramikmonolithen

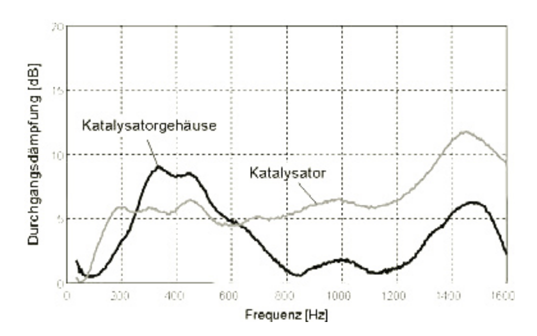


Bild 10-31: Durchgangsdämpfung von einem leeren Katalysatorgehäuse und einen Katalysatorgehäuse mit Monolith

10.2.3.3 Dieselpartikelfilter

Seit der EU4-Gesetzgebung für PKW werden zunehmend die Abgasanlagen für Dieselfahrzeuge mit Dieselpartikelfiltern (DPF) ausgestattet. Mit EU5 bzw. EU6 für PKW werden alle Dieselmotoren einen DPF benötigen. Bei den Nutzfahrzeugen wird dies mit EU6 auch der Fall sein. Im Gegensatz zu dem Katalysator sind beim DPF die Kanäle des Substrates wechselseitig verschlossen. Dadurch ergibt sich die Filterwirkung, aber auch ein deutlich höherer Strömungswiderstand für das Abgas im Vergleich zum Katalysatorsubstrat. Grundsätzlich ist die akustische Wirkung ähnlich wie beim Katalysatorsubstrat. Da die Kanäle wechselseitig verschlossen sind, muss das Abgas jedoch durch die porösen Wände hindurch, womit sich die Schalldämpfung wie auch der Druck-

verlust nochmals erhöht. In **Bild 10-32** ist im Vergleich die Durchgangsdämpfung des leeren Filtergehäuses, des Filter-Substrates ohne Rußbeladung und mit Rußbeladung dargestellt. Das leere Gehäuse weist wie schon beim leeren Katalysatorgehäuse die Charakteristik einer Expansionskammer auf. Durch das Filter-Substrat ohne Rußbeladung ergibt sich im Vergleich eine höhere Dämpfung ab ca. 350 Hz und darunter eine niedrigere Dämpfung. Durch die Rußbeladung erhöht sich die Dämpfung speziell im Frequenzbereich ab 500 Hz nochmals um ca. 6–8 dB.

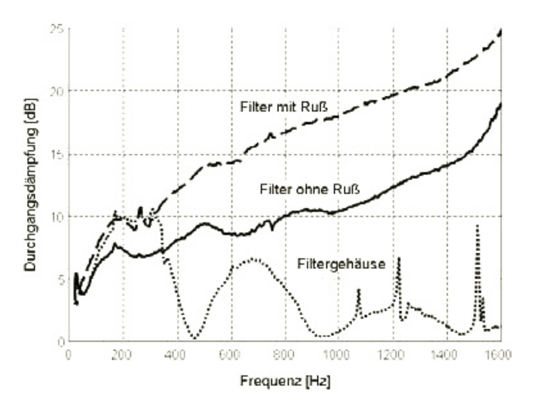


Bild 10-32: Durchgangsdämpfung eines leeren Filtergehäuses, eines Filters mit Siliziumcarbid-Substrat aber ohne Rußbeladung und eines mit Ruß beladenen Filters.

Da mit zunehmender Rußbeladung auch der Druckverlust ansteigt, wird der DPF regelmäßig durch Kraftstoffnacheinspritzung regeneriert. Dies geschieht im Allgemeinen durch motorische Nacheinspritzung und somit verändertem Verbrennungsverlauf. Dies kann zu einem Anstieg des Abgasgeräusches, speziell in niedrigen Lastzuständen, führen und ist bei der Auslegung von Schalldämpferanlagen für Dieselmotoren zu berücksichtigen.

10.2.3.4 Schalldämpfer

Beim Aufbau von Schalldämpfern unterscheidet man grundsätzlich nach den physikalischen Prinzipien der Absorption und Reflexion. Weiterhin werden Schalldämpfer auch danach unterteilt, ob es sich um passive Komponenten handelt oder ob sich die akustische Wirkung durch ein Schaltelement während des Betriebs ändert (semiaktive Schalldämpfer) oder der Schall direkt mit einem Schallerzeuger durch Wellenüberlagerung ausgelöscht wird (aktive Schalldämpfer). Unter diesen Gesichtspunkten werden konventionelle Absorptions- und Reflexions-Schalldämpfer auch als passive Schalldämpfer bezeichnet. Andererseits funktionieren semiaktive und aktive Schalldämpfer letztlich auch nach dem Reflexionsprinzip.

In Abgasanlagen werden als Schalldämpfungsprinzipien sowohl Reflexion, Resonanz und Absorption wie auch Mischformen eingesetzt **(Bild 10-33)**.

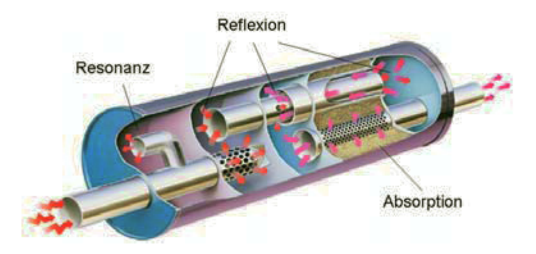


Bild 10-33: Fiktiver Schalldämpfer mit allen Dämpfungsprinzipien.

In *Reflektionsschalldämpfern* wird durch Interferenz von hin- und rücklaufenden Wellen eine schalldämpfende Wirkung erzielt. Schalldämpfer dieser Bauart bestehen aus verschieden langen Expansionskammern (Kap. 5.9.4), die durch Rohre oder Perforierungen im Rohr miteinander verbunden sind **(Bild 10-33)**. Die Querschnittssprünge zwischen Rohren und Kammern, sowie die Umlenkungen des Abgases und die sich aus den Verbindungsrohren mit den Kammern bildenden Resonatoren erzeugen eine besonders für tiefe Frequenzen wirksame Dämpfung. Je mehr solcher Kammern vorhanden sind, desto effizienter wird die Dämpfung des Schalldämpfers. Jede Umlenkung und speziell jeder Querschnittsprung im Reflexions-Schalldämpfer verursacht aber einen Druckverlust, so dass immer ein Kompromiss zwischen Dämpfung und Druckverlust gewählt werden muss. In **Bild 10-34** ist die Durchgangsdämpfung eines typischen Reflexionsschalldämpfers dargestellt.

Zur Beseitigung von schmalbandigen Geräuschüberhöhungen im Mündungsgeräusch einer Schalldämpferanlage (z.B. Anfahrbrummen) werden Abzweig-Resonatoren als *Resonanzschalldämpfe*r eingesetzt

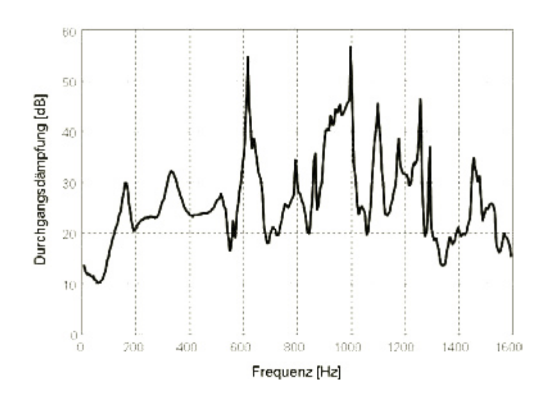


Bild 10-34: Durchgangsdämpfung eines Reflexionsschalldämpfers mit ca. 20 Liter Volumen

(Kap. 5.9.7 und Kap. 5.9.8). Aufgrund der eher tieffrequenten Geräuschanteile im Abgasmündungsgeräusch, werden meistens Helmholtz-Resonatoren eingesetzt. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten in der Abgasanlage wirken sich beim Helmholtz-Resonator allerdings negativ auf die Dämpfung aus. Sie können daher nur an Stellen mit niedriger Geschwindigkeit angebracht werden. Da der Helmholtz-Resonator außerdem nur bei einer Frequenz wirkt, steht das Volumen nicht für die Dämpfung anderer Frequenzen bzw. bei anderen Drehzahlen zur Verfügung. Er wird daher eher selten verwendet. Aus Bauraumgründen werden Helmholtz-Resonatoren in Reflexions- oder Absorptionsschalldämpfer integriert.

Im *Absorptionsschalldämpfer* wird die Schallenergie durch absorbierendes Material dissipiert. Wie in Kapitel 5.3.1. gezeigt wird, nehmen die Absorption und damit die Schalldämpfung für typische Absorbermaterialien von tiefen zu hohen Frequenzen zu. Als Absorptionsmaterial dient manchmal Glaswolle; wegen der besseren Temperaturbeständigkeit wird aber meist eher langfaserige Basalt- oder Steinwolle mit einer Stopfdichte von etwa 100–120 Gramm pro Liter Volumen verbaut.

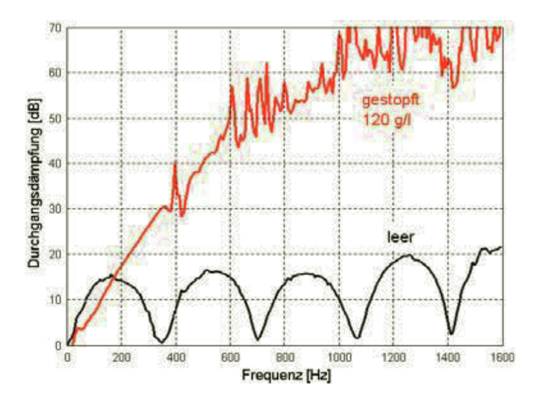


Bild 10-35: Durchgangsdämpfung einer Expansionskammer im Vergleich zu einem Absorptionsdämpfer gleicher Größe.

In **Bild 10-35** ist im Vergleich die Durchgangsdämpfung eines einfachen Absorptionsschalldämpfers (Auskleidungstiefe 3.5 cm und 120 g/l Stopfdichte) zu einer Expansionskammer gleicher Größe (ca. 10 Liter bei 500 cm Länge) dargestellt. Man erkennt die deutlich höhere Dämpfung des Absorptionsschalldämpfers über nahezu den gesamten Frequenzbereich. Im tiefen Frequenzbereich, welcher häufig der Zündfrequenz im unteren Drehzahlbereich entspricht, ist die Dämpfung des Absorptionsdämpfers allerdings schlechter als diejenige der Expansionskammer [5]. Da es hier häufig ein akustisches Komfortproblem („Anfahrbrummen") gibt, werden Absorptionsdämpfer fast immer in Kombination mit Reflexionsdämpfern eingesetzt. Daneben altern die eingesetzten Faserstoffe. Die Fasern werden brüchig und dann durch den Abgasstrom mit der Zeit ausgetragen. Die schalldämpfende Wirkung lässt dann stark nach. Außerdem kann sich in den Absorptionsbereichen gut Kondensat ansammeln und zu verstärkter Korrosion führen. Daher wird häufig auch auf Absorptionsdämpfer in Abgasanlagen verzichtet.

10.2.3.5 Schaltbare Abgasklappe

Eine gute akustische Dämpfungswirkung kann man durch teilweises Versperren des Strömungsweges erreichen [6, 7, 8]. Verschließt man z.B. durch eine Abgasklappe **(Bild 10-36)** eines von zwei Schalldämpferendrohren, dann sinken die tieffrequenten Mündungsgeräusche im Vergleich zu einer Anlage ohne Abgasklappe je nach Endrohrgeometrie um bis zu 10 dB. Tieffrequente Mündungsgeräusche treten hauptsächlich bei Stadtfahrten und verstärkt im Schubbetrieb auf (etwa vor Ampeln). Bei hoher Drehzahl und Last (z.B. schnelle Fahrt auf der Autobahn), wenn ohnehin Roll- und Fahrgeräusche überwiegen, steht jedoch die Verringerung des Abgasgegendrucks im Vordergrund. Dazu wird die Klappe geöffnet. Das Gas strömt dann durch beide Endrohre, das Strömungsgeräusch wird reduziert, der Abgasgegendruck sinkt und der Motor kann seine volle Leistung entfalten.

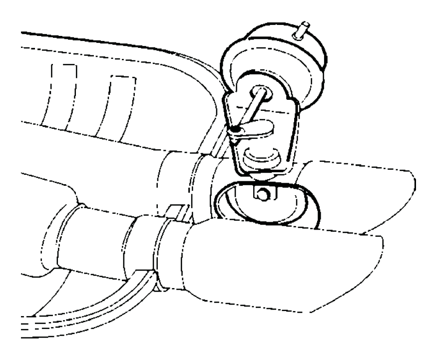


Bild 10-36: Aktiv geschaltete Abgasklappe am Endrohr eines Nachschalldämpfers

Es gibt über Druck und Strömung selbstgesteuerte Klappen [9] und extern angesteuerte Klappen. Die externe Ansteuerung erfolgt über eine Schnittstelle zur Motorelektronik. Dadurch ist diese Technologie deutlich vielseitiger in der last- und drehzahlabhängigen Wahl des Umschaltpunktes. Somit bieten sich erhebliche flexiblere Möglichkeiten der kennfeldabhängigen Soundgestaltung. Außerdem ist meist der durch eine extern gesteuerte Klappe verursachte Gegendruck geringer, als bei einer durch die Strömung betätigten Klappe [10]. Dabei ist aber auch der technische Aufwand erheblich größer als bei selbst gesteuerten Klappen, weshalb sie nur in technisch anspruchsvollen Fahrzeugen zum Einsatz kommen. In

Bild 10-37 ist beispielhaft der Mündungspegel einer einflutigen Abgasanlage mit aktiv geschalteter Klappe im Endrohr dargestellt.

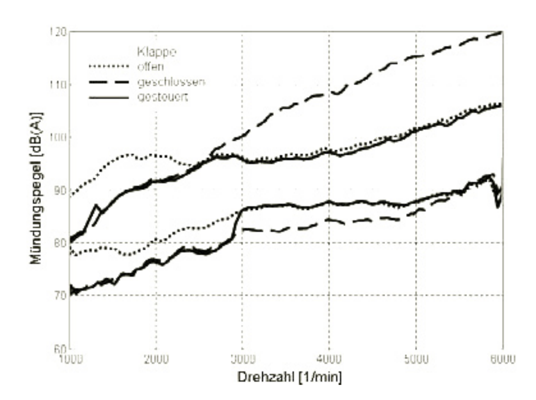


Bild 10-37: Gesamtschalldruckpegel an der Mündung einer Abgasanlage mit aktiv geschalteter Abgasklappe

10.2.3.6 Aktiver Schalldämpfer (ANC)

Das Wirkprinzip der aktiven Lärmbekämpfung (englisch: active noise control – ANC) ist in Kap. 5.9. bzw. in [11] und [12] detailliert beschrieben. Grundsätzlich eignet sich dieses Verfahren auch sehr gut zum Einsatz in Abgas-Schalldämpfern, da es sich in diesem Fall hauptsächlich um tieffrequente Geräusche (Motorordnungen) handelt. Diese breiten sich in der Abgasanlage weitgehend eindimensional aus und können daher relativ einfach vorausberechnet und synthetisiert werden. Im Antischall-Generator (Aktor) dient ein spezieller Schallwandler, im Allgemeinen ein Lautsprecher, als Quelle des gegenphasigen Geräusches [13–19]. Für die zeitliche Koordinierung und richtige Stärke des Antischalls muss eine schnelle Elektronik sorgen.

Trotz der faszinierenden Möglichkeiten aktiver Schalldämpfer in Abgasanlagen sind zum aktuellen Zeitpunkt weltweit noch keine Serienanwendungen in Kraftfahrzeugen bekannt. Die Gründe dafür sind sicher in den hohen technischen Anforderungen zu suchen, deren Lösung zunächst einen erheblichen Entwicklungs- und anschließend gegebenenfalls einen wesentlichen Fertigungsaufwand nach sich ziehen. Als wesentliche technische Herausforderung sei hier neben dem thermischen Schutz von Schallwandler und Mikrofon vor allem die erforderliche Präzision des Regelkreises genannt. Zusätzlich entsteht ein Mehraufwand für nötige neue Komponenten, die im passiven Schalldämpfer nicht vorkommen, also z.B. Controller, Lautsprecher, Mikrofon und Verkabelung.

Aus dem Grundprinzip der Wellenauslöschung durch Überlagerung ergibt sich, dass nur bei einer exakten Übereinstimmung der Amplitude und einer exakten Phasenverschiebung um 180° die Auslöschung vollständig ist. Bereits kleine Phasenabweichungen δ und kleine Amplitudenfehler ε ergeben nach dem bereits in [20] erstmals dargestellten Zusammenhang:

$$L = 10 \cdot \lg \left\{ \varepsilon^2 + 2(1+\varepsilon)\left[1-\cos(\delta-180)\right]\right\}$$

schnell deutlich kleinere Pegelminderungen L (**Bild 10-38**). Beispielhaft führt ein Amplitudenfehler von nur 1.0 dB und eine Phasenabweichung von nur 10° bereits zu einer Dämpfung von nur noch 14 dB.

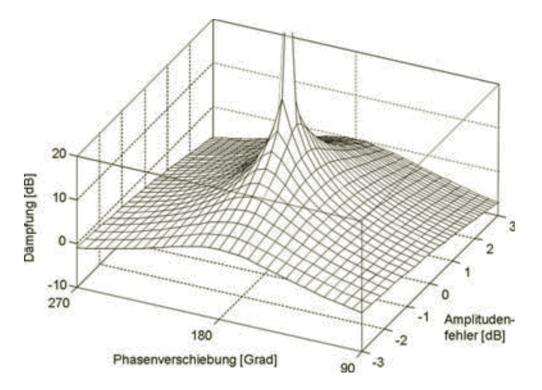


Bild 10-38: Dämpfung bei Überlagerung von zwei Wellen

Um einen Einblick in die Komplexität dieser Anforderung zu geben, sei hier auf die Veränderung der akustischen Ausbreitungsbedingungen auf Grund unterschiedlicher Temperaturverhältnisse eingegangen. Während des Betriebs eines Fahrzeuges kann sich die Abgastemperatur T_{gas} vom Kaltstart mit z.B. 0 °C bis zum Höchstwert von ca. 700 °C nach längerer Volllast-Fahrt ändern. Nach dem bekannten überschlägigen Zusammenhang:

$$c = 330 + 0,6 \cdot T_{gas}$$

ändert sich damit die Schallausbreitungsgeschwindigkeit c etwa zwischen 330 m/s und 750 m/s. Der bei Vollast überlagerte Abgasmassenstrom führt zu einer weiteren Erhöhung der Schallausbreitungsgeschwindigkeit um bis zu ca. 170 m/s auf 920 m/s. In der Folge breitet sich eine Schallwelle auf dem z.B. 1.0 m langen Weg vom Lautsprecher zum Fehlermikrofon in etwa 3.0 ms (Kaltstart) oder 1.1 ms (Vollast) aus. Die Differenz von 1.9 ms führt bei einer Schallwelle mit einer Frequenz von 100 Hz und einer Periodendauer von 10 ms bereits zu einer Phasenverschiebung von 68° bzw. einem Phasenfehler von ± 34°. Dieser Phasenfehler allein reduziert die maximale Dämpfung auf nur 5 dB. Für höhere Frequenzen wird dieses Problem immer offenbarer und ab einem Phasenfehler von ± 60° ist darüber hinaus die Stabilität des gesamten Regelkreises nicht mehr gewährleistet.

Mit neu entwickelten leistungsfähigen Schallwandlern und Aktorkonstruktionen sind jedoch wesentliche Forschritte beim Einsatz im Kraftfahrzeug erzielt worden [21]. Ein weiteres Problem wurde durch Fortschritte in der Mikroelektronik und deren massenhafter Verbreitung in der Fahrzeug- und Konsumgüterindustrie in den letzten Jahrzehnten gelöst: Die nötige Controller-Hardware ist inzwischen derart klein und leistungsfähig, dass sie z.B. in heute übliche Motorsteuergeräte integriert werden könnte oder als extrem kleines separates Steuergerät mit diesem über ein Standardbus (CAN, MOST) kommuniziert (**Bild 10-39**). Darüber hinaus kann man feststellen, dass sich diese Technologie besonders für eine Serienanwendung in Verbindung mit Dieselmotoren anbietet, da bei diesen im Vergleich zu Benzinmotoren im Allgemeinen geringere Abgastemperaturen vorliegen.

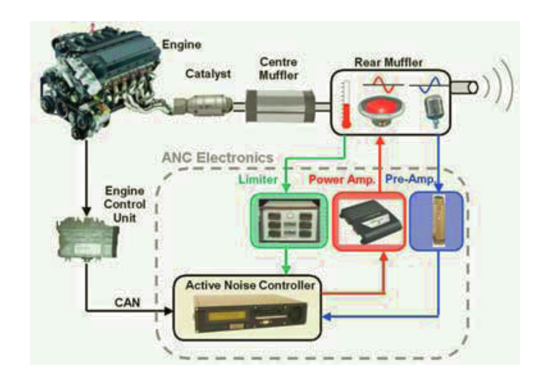


Bild 10-39: Prinzipschaltbild der ActiveSilence-Technologie® für Abgasanlagen.

Beispielhaft sind in **Bild 10-40** die an einem Mittelklassefahrzeug mit 6-Zylinder-Dieselmotor erzielten Ergebnisse dargestellt. Hierbei wurde im Vergleich zur Serienanlage der Mittelschalldämpfer entfernt und der Nachschalldämpfer durch deutlich kleinere Aktoren ersetzt, die entsprechende Schallwandler enthalten. Mit eingeschaltetem ANC-System wird im unteren Drehzahlbereich sowohl im Zug- wie im Schubbetrieb eine Pegelminderung in der 3. Motorordnung von bis zu 15 dB(A) erzielt. Bei hohen Drehzahlen nimmt die Leistungsfähigkeit des ANC-Systems ab, was weitestgehend an den derzeit noch nicht vollständig gelösten Problemen der temperaturabhängigen Schallausbreitung liegt.

Neben der Auslöschung von Schallwellen und somit der reinen Schalldämpfung kann ein ANC-System auch bei der Soundgestaltung benötigte Frequenzen (Motorordnungen) – anheben, um so ein gewünschtes Klangbild zu erzielen. So lassen sich auch Fahrzeuge mit unattraktivem oder unauffälligem Sound akustisch aufwerten. Dies geschieht bei diesem Lösungsansatz allein über Softwareeinstellungen. Im Gegen-

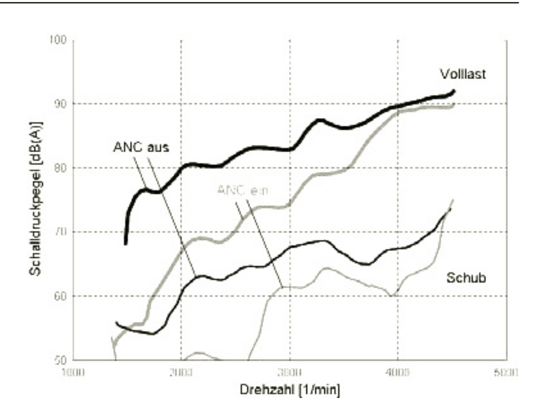


Bild 10-40: Schalldruckpegel der 3. Motorordnung im Nahfeld der Mündung einer Abgasanlage mit Aktiv-Schalldämpfer

satz zu konventionellen Abgasanlagen mit passiven Schalldämpfern kann dadurch in Zukunft das Abgasgeräusch in gewissen Grenzen unabhängig vom Motor, dem Fahrzeugtyp und/oder der Fahrsituation adaptiert werden.

10.2.3.7 Zweiflutige Abgasanlage

Bei PKW mit leistungsstarken Verbrennungsmotoren (z.B. in V6-, V8-, V12-Ausführung) erfolgt die Abgasführung häufig aus zwei Zylinderbänken über zwei Krümmer in zwei Strängen bis zu den Nachschalldämpfern. Weiterhin befinden sich aus akustischen Gründen meist ein oder zwei Vor- und Mittelschalldämpfer im vorderen und mittleren Bereich der Abgasanlage. Hierbei unterscheidet man zwischen Abgasanlagen mit vollständiger Strangtrennung und Abgasanlagen mit Übersprechstelle (ÜSS). Im letzteren Fall wird konstruktiv ein Gasaustausch zwischen den beiden Abgassträngen hergestellt. Dabei hat sowohl die Form als auch die Längsposition der Übersprechstelle einen erheblichen Einfluss auf den Ladungswechsel und die Akustik [22]. Bei komplett getrennten Abgassträngen ergibt sich infolge der separaten Wegführung der Abgase aus den zwei Zylinderbänken das akustische Verhalten von zwei Motoren mit halber Zylinderzahl. Dies bedeutet, dass z.B. bei einem 6-Zylindermotor mit einsträngiger Abgasführung die 3. Motorordnung das Abgasgeräusch dominiert, während bei getrennter Gasführung die 1.5 Motorordnung besonders ausgeprägt ist. Dies gilt prinzipiell auch drehzahlunabhängig über den gesamten genutzten Drehzahlbereich. Beispielhaft zeigt **Bild 10-19** den Aufbau einer typischen zweiflutigen Abgasanlage mit einem Mittelschalldämpfer in dem ein Gasaustausch zwischen den zwei Strängen stattfinden kann.

Bild 10-41 zeigt die Mündungspegel eines 6-Zylinder-V-Motors mit einer zweiflutigen Abgasanlage, wobei diese lediglich im mittleren Bereich variiert

wurde. Der schwarz dargestellte Verlauf repräsentiert dabei einen seriennahen Stand mit einem Mittelschalldämpfer mit Gasaustausch, während im grau dargestellten Verlauf ohne Mittelschalldämpfer der der zu erwartende Verlust an Schalldämpfung ersichtlich wird. Ersetzt man den Mittelschalldämpfer hingegen durch eine Übersprechstelle die vor bzw. hinter der Mittelschalldämpferposition angeordnet sind, ergeben sich deutlich andere Schalldruckpegel, die je nach Drehzahlbereich sogar unter dem der Anordnung mit Mittelschalldämpfer liegen. Es bleibt hinzuzufügen, dass die Variation der Übersprechstelle neben der akustischen Auswirkung auch zu erheblichen Änderungen im Drehmomentverlauf des Motors führt.

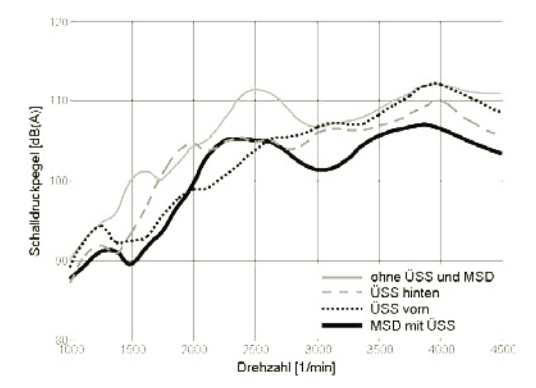


Bild 10-41: Gesamtschalldruckpegel im Nahfeld der Mündung einer zweiflutigen Abgasanlage eines V6-Motors mit unterschiedlichen Übersprechstellen

10.2.4 Körperschallemission der Komponenten

Neben dem Primärschall aus der Endrohrmündung strahlt eine Abgasanlage auch über ihre Oberfläche Sekundärschall ab. Dieser wird durch Vibrationen hervorgerufen, die ihrerseits durch mechanische Anregung über den Motor oder den Turbolader erzeugt werden können oder über die pulsierende Gassäule erzwungen werden. Die Weiterleitung von Körperschall, der von Motor oder Turbolader über Rohre zu den Schalldämpfern gelangt, kann durch Entkopplungselemente im motornahen Bereich wirkungsvoll unterdrückt werden. Zur Reduzierung der Abstrahlung von Körperschall über den Mantel eines Gehäuses (Schalldämpfer, Katalysator, Diesel-Partikelfilter) bestehen technisch mehrere Möglichkeiten:

- Erhöhung der Wandstärke des Bleches,
- Verwendung von Doppelblech,
- Abstützung durch Innenböden sowie
- Optimierung der äußeren Gestalt.

Eine stärkere Wand führt infolge der Massenerhöhung und Versteifung der Struktur meist auch zu einer Verringerung der Körperschallabstrahlung. Damit wird aber stets die Abgasanlage schwerer und teurer, so dass man von dieser Möglichkeit nur ungern Gebrauch macht. Bei Doppelblech kommt es auf Grund der bei Schwingungen auftretenden Relativbewegung zwischen den zwei Blechlagen zu Reibung, die ebenfalls die Körperschallabstrahlung mindert. Teilweise wird zur thermischen Isolierung sowie zur weiteren Verbesserung der Entkoppelung beider Lagen auch eine Vlieslage eingebracht. Diese Lösung ist jedoch technisch aufwendig und mechanisch nicht so stabil wie Einfachblech. Bei Schalldämpfern, die aus Halbschalen gefertigt sind, kann die Optimierung der äußeren Form zu einer Vermeidung von hörbaren Strukturresonanzen beitragen. Dabei sind jedoch häufig Kompromisse bezüglich der Bauraumausnutzung, der Dauerhaltbarkeit und der Herstellbarkeit der Werkzeuge einzugehen. Somit verbleibt es eine jeweils im Einzelfall zu lösende Entwicklungsaufgabe, welche der oben genannten Lösungen der Vorzug gegeben wird.

10.2.4.1 Schalldämpfer

Beispielhaft zeigt **Bild 10-42** eine Studie an unterschiedlichen Nachschalldämpfern in Wickelausführung, die sich bei gleichem Volumen und gleicher Wandstärke nur durch die Querschnittsform (rechteckig, oval, rund, trioval) unterscheiden.

Bild 10-42: Einfache Nachschalldämpfer mit unterschiedlicher äußerer Gestalt

In **Bild 10-43** ist der im Nahfeld der Schalldämpfer über mehrere Mikrofone gemittelte Schalldruckpegel gemessen bei Volllast an einem 4-Zylinder-Motor dargestellt. Es zeigt sich, dass besonders im unteren Drehzahlbereich der kreisrunde Querschnitt anderen Formen überlegen ist.

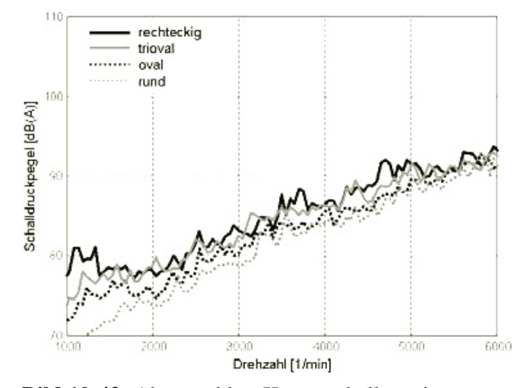


Bild 10-43: Abgestrahlter Körperschall an einem Nachschalldämpfer mit gleichem Volumen aber unterschiedlicher Gestalt

Bei Schalldämpfern in Schalenbauweise kommt der Optimierung der äußeren Gestalt ebenfalls eine besondere Bedeutung zu. Hierbei wird meist durch Wölbung und das Anbringen von Sicken die Mantelstruktur gezielt versteift. Die körperschallrelevante Auswirkung diverser Konstruktionsstände kann vorab gut durch die FE-Berechnung der ersten Eigenfrequenz der Schale vorhergesagt werden. **Bild 10-44** zeigt dazu das Ergebnis einer durchgeführten Formoptimierung an einem Mittelschalldämpfer. Im links dargestellten Fall lag die erste Eigenfrequenz bei ca. 537 Hz und damit zunächst noch im Frequenzbereich der von der 6. Motorordnung eines Benzinmotors abgedeckt wird. Durch iterative Designoptimierungen konnte diese Eigenfrequenz im rechten Beispiel trotz gleicher Wandstärke auf 658 Hz angehoben werden, womit sie von der 6. Motorordnung bis zur Nenndrehzahl nicht mehr erreicht wird.

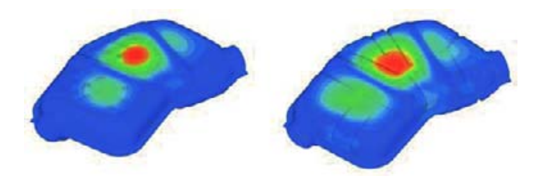


Bild 10-44: Körperschallorientierte Formoptimierung an einer Nachschalldämpferschale (links Ausgangszustand, rechts Zustand nach der Optimierung)

10.2.4.2 Katalysator

Während bei Schalldämpfern die ersten Eigenfrequenzen und meist auch die Körperschallabstrahlung unter 1 kHz liegen bzw. relevant sind, ist dies bei Komponenten im vorderen Teil der Abgasanlage (Krümmer, Katalysatoren, Partikelfilter) meist nicht der Fall. Hier dominieren eher Frequenzen über 1 kHz, die von den noch ungedämpften Auslassstößen beim Öffnen der Auslassventile herrühren oder vom Turbolader durch die Unwucht des Rotors oder andere luftschallbasierte Effekte im Turbolader verursacht werden. Während die Katalysatorgehäuse im zylindrischen Teil meist durch die Lagermatten gut bedämpft sind, können die Ein- und Auslasstrichter recht effektiv Körperschall abstrahlen. Das Lokalisieren der Quelle von Körperschallabstrahlung im motornahen Bereich gestaltet sich dabei deutlich komplizierter als bei Schalldämpfern, da durch die hohe Temperatur der Bauteile Nahfeldmikrofone nicht zum Einsatz kommen können. Mit einzelnen Mikrofonen im Fernfeld ist jedoch eine klare Zuordnung bzw. Abgrenzung der Schallquellen nicht möglich, da auch die Motoroberfläche sowie die Ansauganlage in einem ähnlichen Frequenzbereich abstrahlen. Mit neuen bildgebenden Verfahren wie der akustischen Kamera (Kapitel 16.2.3) gelingt diese Lokalisierung jedoch recht gut, wie **Bild 10-45** zeigt. Dargestellt ist hier der farbig codierte abgestrahlte Schalldruckpegel über der Oberfläche eines 6-Zylindermotors mit motornahem Krümmer-Katalysator-Modul bei Volllast und ca. 3000 U/min. Hierbei zeigte sich in einer frühen Entwicklungsstufe eine erhebliche hochfrequente Körperschallabstrahlung am Einlasstrichter des Katalysators der Zylinderbank 4 bis 6, die durch Formoptimierung in weiteren Entwicklungsschritten verringert wurde.

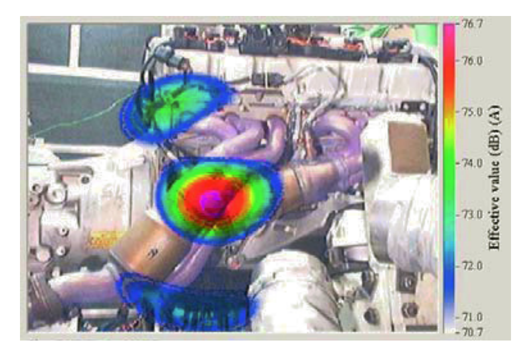


Bild 10-45: Mit einer akustischen Kamera gemessene Körperschallabstrahlung an einem Krümmer-Katalysator-Modul

10.2.5 Auswirkung beim Innengeräusch

Das Innengeräusch eines Kfz wird als wesentliches Produktmerkmal zur Differenzierung von Qualität und Designanspruch wahrgenommen. Deshalb ist es wünschenswert, schon in einem frühen Entwicklungsstadium des Fahrzeugs, Aussagen zum Innengeräusch treffen zu können und so Designentscheidungen zu unterstützen. Dabei wird häufig die bei Körperschallquellen bekannte und bewährte Methode der Transferpfadanalyse/Transferpfadsynthese [23, 24] auch auf die am Fahrzeug vorhandenen Luftschallquellen übertragen (Kapitel 17.3.7). Das Abgasmündungsgeräusch spielt als eine wesentliche Luftschallquelle nicht nur im Außen- sondern auch im Innengeräusch eine erhebliche Rolle. Eine genaue Vorhersage des Innengeräuschanteils ist jedoch nur möglich, sofern nicht nur das Mündungsgeräusch selbst, sondern auch die anderen Beiträge sowie die Übertragungswege bekannt sind und die Phasenbeziehungen des Mündungsgeräuschanteils zu den anderen Quellen bei der Synthese korrekt berücksichtigt werden. In frühen Stadien der Entwicklung, wenn das Mündungsgeräusch noch auf Gasdynamikberechnungen beruht, liegen aber oft noch keine, für diesen Weg gültigen Übertragungsfunktionen vor. Im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium, wenn Messwerte für Übertragungsfunktion und Abgasmündungsgeräusch vorliegen, besteht hingegen die Schwierigkeit, die in mehreren Messdurchläufen ermittelten einzelnen Geräuschanteile phasenrichtig zu synthetisieren [25].

10.2.5.1 Prognose des Mündungsanteils

Der Mündungsanteil am Innengeräusch (IG) resultiert aus dem von der Abgasmündung abgestrahlten Ge-

räusch und dessen Übertragung auf seinem Weg in den Fahrzeug-Innenraum. Dieser Transferpfad wird durch die Transferfunktion (TF) beschrieben, die hier messtechnisch zwischen der Mündungsmikrofonposition außen und dem interessierenden Messpunkt im Fahrzeuginneren ermittelt wird **(Bild 10-46)**.

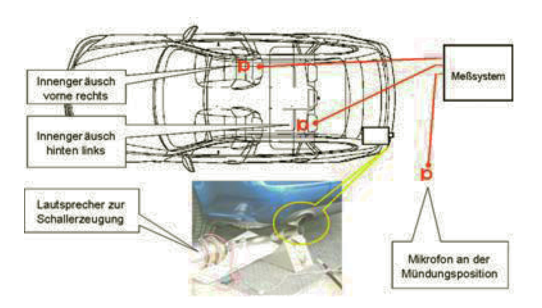


Bild 10-46: Aufbau zur Messung der Transferfunktion zwischen der Mündung und den Innenraumpositionen

Für die Prognose wird diese TF als Filter auf das gemessene (oder berechnete) Mündungsgeräusch angewendet. Wichtig für eine gute Prognosegenauigkeit ist, dass die TF tatsächlich am betreffenden Fahrzeug bestimmt wird. Sie gilt nämlich nur dort und auch nur für die jeweils bestimmte Kombination aus Mündungs- und Sitzposition. Ebenso kann die Übertragbarkeit der TF zwischen Vorgänger- und Nachfolgerfahrzeug nicht einfach vorausgesetzt werden. Vergleiche an mehreren Mittelklassefahrzeugen ergaben, dass die Schwankungsbreite zwischen deren TF durchaus 10–15 dB betragen und diese mit steigender Frequenz noch zunimmt **(Bild 10-47)**.

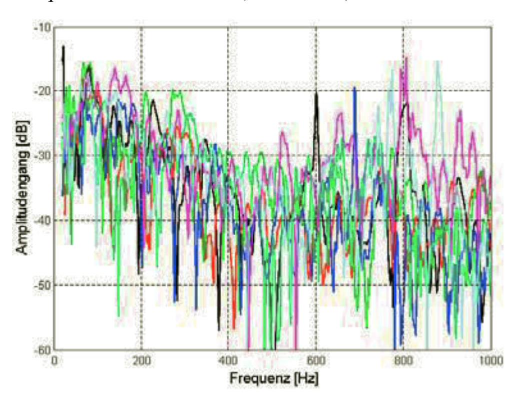


Bild 10-47: Gegenüberstellung der Transferfunktionen (Schalldämpfermündung – Innenraum hl) einiger Mittelklasse-Fahrzeuge verschiedener Hersteller und Modelljahre

10.2.5.2 Einfluss Mündungsgeräusch

Bild 10-48 und **Bild 10-49** stellen den Einfluss des Mündungsgeräusches auf das Innengeräusch beispielhaft dar. In **Bild 10-48** ist das Mündungsgeräusch (3. Motorordnung) einer Abgasanlage mit unterschiedlichen Klappenstellungen der steuerbaren Endrohrklappe, dargestellt.

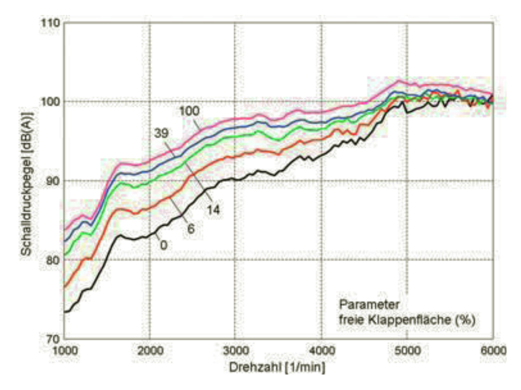


Bild 10-48: Schalldruckpegel der 3. Motorordnung an der Mündung einer Abgasanlage mit unterschiedlichen Klappenstellungen bei Volllast

Mit zunehmendem Winkel der Klappe, d.h. größer werdenden Öffnung, steigt der Mündungspegel der 3. Motorordnung an. Im Innenraum wirkt sich dieser Anstieg jedoch äußerst unterschiedlich aus, da sich hier Schallanteile von anderen Teilschallquellen teilweise konstruktiv und teilweise destruktiv überlagern **(Bild 10-49)**. Dabei gibt es Drehzahlbereiche, in denen der Mündungspegel dominiert und die Pegeldifferenzen aus der Mündung auf den Innenraum übertragbar sind (z.B. bei ca. 1500 U/min), während in anderen Drehzahlbereichen (z.B. 2000 U/min) keine Veränderung sichtbar sind.

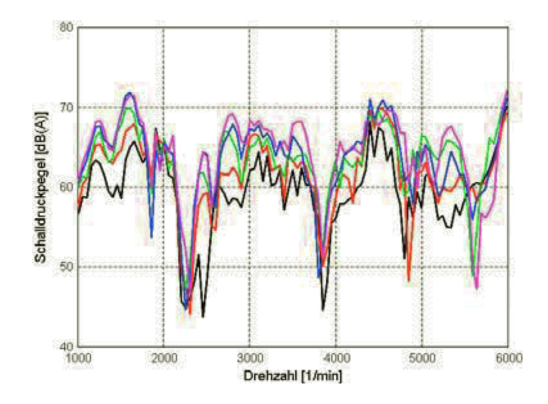


Bild 10-49: Schalldruckpegel der 3. Motorordnung im Innenraum eines Fahrzeugs mit unterschiedlichen Klappenstellungen bei Volllast

Aufgrund der Schwierigkeit, in frühen Entwicklungsphasen alle Teilschallquellen und Übertragungspfade

gut genug und phasengerecht vorherzusagen, wird im Allgemeinen der Einfluss des Mündungsgeräusches auf das Innengeräusch erst beim Vorliegen von Versuchsträgern experimentell ermittelt.

10.2.5.3 Einfluss Aufhängung

Die mechanischen Schwingungen der Abgasanlage werden über die Aufhängepunkte in die Karosserie eingeleitet. Trotz diverser Maßnahmen an der Karosserie wie Schwermatten und Absorptionsschichten kommt es dennoch häufig zu einer wahrnehmbaren Abstrahlung von insbesondere tieffrequentem Körperschall in den Innenraum.

Daher wird das Schwingverhalten der Abgasanlage, die Aufhängung der Abgasanlage und die Einkopplung in die Karosserie in mehrfacher Hinsicht optimiert. Einerseits wird durch den Einbau eines flexiblen Elements zwischen Krümmer und hinteren Teil der Anlage und anderseits durch eine entsprechende Isolation der Abgasanlage durch weiche Lager und hohe karosserieseitige Eingangsimpedanzen der Schalleintrag vermindert. Dabei ist besonders auf einen spannungsfreien Einbau der Abgasanlage zu achten. Zur Vermeidung von Strukturresonanzen der AGA werden die Anbindungen möglichst im Schwingungsknoten angeordnet. Für den Leerlauf werden dazu die Eigenfrequenzen der Abgasanlage vom Frequenzbereich der Hauptverbrennungsordnungen getrennt.

Körperschallentkoppelelemente zwischen Abgasanlage und Verbrennungsmotor führen zu einer deutlichen Verminderung der Körperschallabstrahlung der Abgasanlage und bewirken damit eine spürbare Komfortverbesserung im Innenraum und verringern außerdem das Außengeräusch des Fahrzeugs. Sie bestehen aus einem kurzen, steifen, mehrlagigen Metallbalg mit aufgesetztem Gestrickring.

Zur Entkopplung von Lastwechselbewegungen und Schwingungen zwischen Motor und Abgasanlage haben sich in der Praxis zwei grundsätzlich unterschiedliche Entkopplungsarten durchgesetzt: die tragende und die nicht tragende Entkopplung. In Fahrzeugen der aktuellen Generation kommen beide Entkopplungsarten gleichermaßen zum Einsatz. Die Auswahl der Entkopplungsart hängt vom jeweiligen Konzept der Abgasanlage, dem vorhandenen Einbauraum sowie den Kostenvorgaben ab. Die Steifigkeit des Entkoppelelements, die für die Tragfunktion notwendig ist, lässt die Entkopplung von Schwingungen nur in beschränktem Maß zu. Da aber ein Teil der Aufhängungen, welche die Schwingungen der Abgasanlage in die Karosserie übertragen, bei der tragenden Entkopplung entfällt, führen die größeren Schwingungen der Abgasanlage nicht zwangsläufig zu Komforteinbußen. Da bei der nicht tragenden Entkopplung das Entkoppelelement das Gewicht der Abgasanlage nicht tragen muss, kann es vergleichsweise weich ausgelegt werden. Es ist deshalb in der Lage, größere Bewegungen aufzunehmen, und bietet eine bessere Schwingungsentkopplung als ein tragendes Entkoppelelement.



Bild 10-50: Flexible Entkoppelelemente zum Einsatz zwischen Motor und Abgasanlage

Neben den Entkoppelelementen spielen auch Tilger (Kap.: 3.3.6) eine wesentliche Rolle bei der Schwingungsdämpfung in Abgasanlagen. Besonders im Leerlauf kommt es oft zu Resonanzen der Gesamtanlage, die sich u.a. durch stark vibrierende Endrohre äußeren und bei großen Auslenkungen sogar die Dauerfestigkeit in Frage stellen können. **Bild 10-51** zeigt dazu den Einsatz eines Tilgers an einem Nachschalldämpfer im endrohrnahen Bereich.

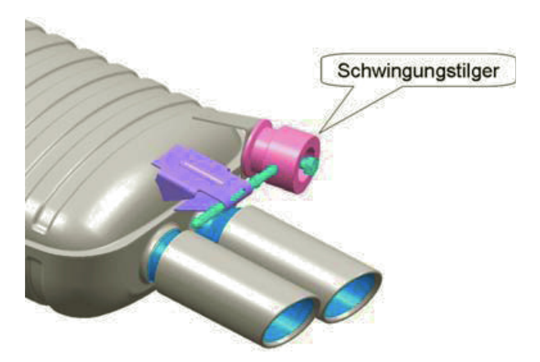


Bild 10-51: Schwingungstilger an einem Nachschalldämpfer

Die Wirkung eines solchen Schwingungstilgers wird in **Bild 10-52** im leerlaufnahen Bereich verdeutlicht. Im Bereich der Leerlaufdrehzahl, die je nach Betriebszustand des Motors variiert, kam es mit normaler Aufhängung der Abgasanlage zwischen 700 und

800 U/min zu einem deutlich wahrnehmbaren Brummen im Innenraum. In einem Versuch wurde durch Abhängen der Abgasanlage nachgewiesen, dass dieser Schall über die Aufhängepunkte eingetragen wurde. Mit einem Tilger an der richtigen Position und mit der optimalen Eigenfrequenz konnte dieser Schallanteil am Innengeräusch auf ein akzeptables Maß abgesenkt werden.

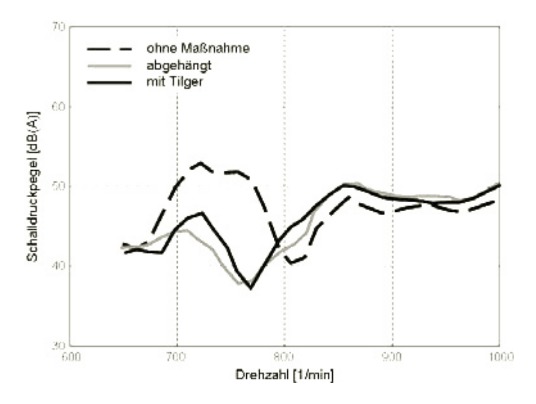


Bild 10-52: Einfluss der Aufhängung der Abgasanlage auf das Innengeräusch bei verschiedenen Leerlaufdrehzahlen

10.2.6 Sound Design

Neben technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten spielen beim Kauf eines Automobils auch emotionale Aspekte eine erhebliche Rolle. Bei hochwertigen Produkten insbesondere mit ausgeprägt sportlichem Charakter kommt es daher darauf an, sich auch im „Sound“ positiv von Fahrzeugen anderer Hersteller abzuheben [26, 27]. Das Mündungsgeräusch einer Abgasanlage hat neben der Ansauganlage einen wesentlichen Einfluss auf den akustischen Gesamteindruck eines Fahrzeugs. Dies gilt im Außenbereich für Passanten ebenso wie im Innenraum für Fahrer und Insassen des Automobils. Auf Grund des geforderten Geräuschkomforts sowie der gesetzlichen Anforderungen sind einer simplen Anhebung der Lautstärke zur Betonung der Sportlichkeit Grenzen gesetzt. Die Hersteller von Abgasanlagen beschäftigen sich daher umfassend damit, wie bei gleichem oder ähnlichem Pegel ein besonders ausgeprägter Klangeindruck entsteht [28, 29]. Im Rahmen eines gezielten Sounddesigns wird das Geräusch von Abgasanlagen in intensiven Hörversuchen im Soundstudio schrittweise optimiert. Um den Wünschen der potentiellen Kunden möglichst weitgehend zu entsprechen, sind die Anforderungen der Automobilhersteller je nach Positionierung im Marktsegment sowie Motor- und Fahrzeugtyp stark differenziert.

Eine besondere Herausforderung an die Soundgestaltung entsteht durch das in den letzten Jahren fortschreitende Downsizing der Verbrennungsmotoren. Hierbei werden Motoren durch Direkteinspritzung und Turboaufladung enorm leistungsgesteigert, so dass Hubraum und Zylinderzahl reduziert werden können. Auf diese Weise dringen z.B. aufgeladene, direkteinspritzende 4-Zylinder-Motoren in Marktsegmente vor, in denen bisher 6-Zylinder-Motoren dominierten. Obwohl dies von der erzielbaren Fahrdynamik her durchaus opportun ist, vermissen die Kunden jedoch zuweilen den Ihnen bekannten hochwertigeren Sound der Vorgängermodelle. In diesem Fall bietet sich daher besonders die aktive Gestaltung des Mündungsgeräusches an.

Um dies zu demonstrieren, wird in **Bild 10-53** das Mündungs- und in **Bild 10-54** das Innengeräusch eines Mittelklassefahrzeugs mit 4-Zylinder-Benzinmotor (ca. 200 PS) unter Volllast bei 2000 U/min dargestellt. Beim ausgeschalteten ANC-System dominieren die 2., 4. und 6. MO erwartungsgemäß den Gesamtpegel. Wird der ANC-Algorithmus aktiviert, so werden neben den genannten Hauptmotorordnungen auch Nebenordnungen erheblich reduziert und es kommt zu einer Abnahme des Gesamtpegels um 7–8 dB(A). Zur Demonstration des Potentials zur Klangbeeinflussung wurden darüber hinaus im Modus des Active Sound Design (ASD) die halben MO unterschiedlich stark angehoben. Während sich dies in einem völlig anderen, eher rauen Klangeindruck bemerkbar macht, steigt der Gesamtpegel dadurch nur um ca. 2 dB(A) an. In diesem Fahrzeug trägt das Abgasmündungsgeräusch vernehmlich zum Innengeräusch bei. Daher sind die mit ANC und ASD erzielten Änderungen am Sound an der Abgasmündung auch im Innenraum gut hörbar, wie **Bild 10-54** verdeutlicht. Anzumerken ist dabei, dass gerade die aus der Minderung der 2. MO resultierende Pegelsenkung im ANC-Modus bei langen Autobahnfahrten mit typischen Geschwindigkeiten im 6. Gang den Komfort erheblich verbessert und gleichzeitig die Umwelt entlastet.

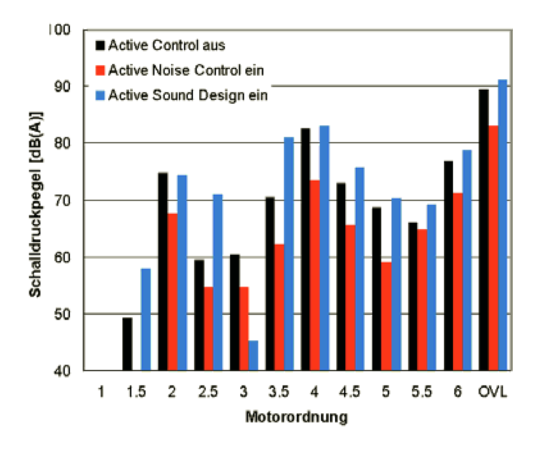


Bild 10-53: Schalldruckpegel an der Mündung einer Abgasanlage mit Aktiv-Schalldämpfer, gemessen bei Volllast und 2000 U/min

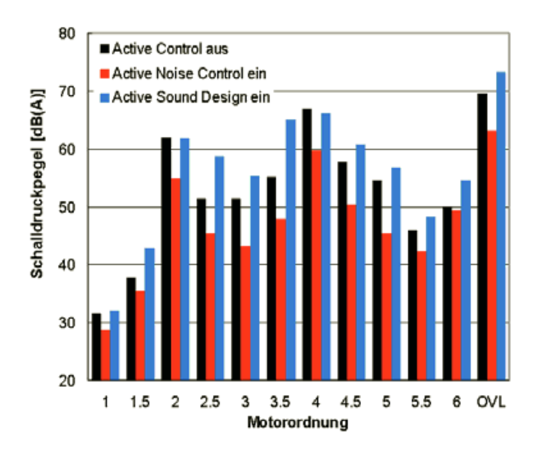


Bild 10-54: Schalldruckpegel im Innenraum eines Fahrzeugs mit Aktiv-Schalldämpfer, gemessen bei Volllast und 2000 U/min

Im Gegensatz zu Benzinmotoren sind dem Sound Design mit Abgasanlagen bei Dieselmotoren jedoch enge Grenzen gesetzt, da durch den häufig verwendeten Abgasturbolader sowie den für die Abgasreinigung zukünftig stets nötigen Dieselpartikelfilter der Gaspulsation emotional interessante Geräuschkomponenten genommen werden. Dies stellt bis heute ein nicht zu unterschätzenden Hinderungsgrund zur Einführung von Dieselmotoren in sportlichen Pkw dar. Gerade bei Dieselmotoren ergeben sich daher für aktiv beeinflusste Abgasanlagen interessante Möglichkeiten zur Soundgestaltung.

10.2.7 Berechnung der Abgasanlagenakustik

Die Berechnung der Dämpfung von einzelnen Schalldämpfern kann mit Hilfe der Vierpoltheorie (siehe Kap. 2.2.5.) durchgeführt werden und auch auf ganze Schalldämpferanlagen ausgeweitet werden [30–32]. Diese Berechnungen finden im Frequenzbereich statt und setzen eine eindimensionale lineare Wellenausbreitung voraus. Daher kann man diese Methode nicht für die komplette Abgasanlage nutzen, da im vorderen Bereich die Schalldruckpegel so hoch sind, dass nichtlineare Effekte auftreten. Außerdem ist es schwierig, zweiflutige Abgasanlagen zu beurteilen, da die Vierpoltheorie in ihrer einfachen Form hintereinander geschaltete Komponenten voraussetzt. Seit ca. 15 Jahren wird daher vermehrt auf numerische Methoden gesetzt. Mit Gasdynamikprogrammen kann sowohl der Verbrennungsprozess, das Ausschieben aus dem Zylinder unter Berücksichtigung der Ventilsteuerzeiten, als auch die nichtlineare Wellenausbreitung in Abgasanlagen berechnet werden [33]. Als Ergebnisse stehen u.a. die Temperaturen und Drücke in der Abgasanlage sowie der Mündungsschall in jedem interessierenden Motorbetriebspunkt (Drehzahl und Last) zur Verfügung. Durch konsequente Nutzung statistischer Verfahren, wie z.B. Design of Experiments (DoE) und Verknüpfung diverser Softwaretools, ist heute eine automatisierte akustische Auslegung von Abgasanlagen Stand der Technik in der Entwicklung [34, 35]. Die Vorhersagegüte dieser Methode ist für die dominierenden Motorordnungen sehr gut [5]. Strömungsgeräusche können dagegen nur mit hohem numerischem Aufwand berechnet werden, so dass ein produktiver Einsatz in der Entwicklung noch nicht stattfindet. Hier nutzt man empirisch ermittelte Auslegungsformeln [36].

Die Schallabstrahlung von Komponenten kann prinzipiell über die Finite Element Methode (FEM) [37] oder die Boundary Element Methode (BEM) [38] berechnet werden. Hierzu werden aber neben dem Strukturnetz der Komponente auch die Anregungsdaten (Luft- oder Körperschall) benötigt. Aufgrund der Komplexität der Berechnungskette ist die Vorhersage des abgestrahlten Schalldruckpegels nur eingeschränkt möglich. Vielmehr wird in der Praxis die Schale des Schalldämpfers über eine FEM-Formoptimierung versteift [39, 40].

Literatur

[1] ECE Regulation 51: Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles having at least four wheels with regard to their sound emissions.
[2] R. Jebasinski, S. Leng, T. Rose: „Investigations on whistle noise in automotive exhaust system mufflers“, SAE 2005-01-2361.
[3] M. Nicolai, J. Krüger: Verfahren zur Bestimmung der abgestrahlten Schalleistung von Schalldämpfern. Fortschritte der Akustik – DAGA 2003.
[4] J. Y. Chung, D. A. Blaser: „Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties“, Acoustical Society of America 68(2), 1980.
[5] R. Jebasinski: „Absorptionsschalldämpfer in Abgasanlagen“, Automobiltechnische Zeitschrift ATZ 01/2000.
[6] M. Inaba, Y. Hayakawa, T. Ishida: „A unique dual-mode muffler“, SAE 891356, 1989.
[7] E. Suyama, M. Inaba, R. Mashino: „Characteristics of dual-mode mufflers“, SAE 890612, 1989.
[8] E. Santiago, P. Kugland, W. Ringel, G. Elfinger: „Aktive Schalldämpfung – Möglichkeiten zur variablen Mündungsgeräuschabstimmung“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 7-8/1992, 356–361.
[9] T. Olszok, H. Weltens, F. Bielert, P. Garcia: „Entwicklung, Erprobung und Serieneinsatz eines neuartigen semi-aktiven Schalldämpfers“, Automobiltechnische Zeitschrift ATZ 1/1999, 40–46.

[10] W. Hill: „The Pros and Cons of valves in automotive exhaust systems“, Proceedings of Internoise 2002, Dearborn, 2002.
[11] P. A. Nelson, S. J. Elliott: Active control of sound. Academic Press Limited, London (1992).
[12] C. P. Hansen: Understanding Active Noise Control. Spon Press, New York (2001).
[13] F. Lehringer, G. Zintel: Aktive Pegelminderung bei Abgasanlagen von Kfz. Haus der Technik Essen 1995 „Aktive Lärmbekämpfung und Schwingungsabwehr“.
[14] F. Lehringer: Aktive Schalldämpfer bei Abgasanlagen. Haus der Technik Essen 1998 „Geräuschminderung bei Kfz“.
[15] L. J. Eriksson: Active sound and vibration control: A technology in transition. Noise Control Eng. J. 44 (1996), p. 1, S. 1–9.
[16] E. F. Berkman, E. K. Bender: Perspectives on active noise and vibration control. Sound and Vibration 31 (1997), Vol. 1, p. 80–94.
[17] H. S. Kim, J. S. Hong, D. G. Sohn, J. Oh: Development of an active muffler system for reducing exhaust noise and flow restriction in a heavy vehicle. Noise Control Engineering Journal 47 (2), p. 57–63 (1999).
[18] G. Leventhall: Active Control – Myth and Reality. Proceedings of CETIM (2001). Vol. 1, p. 63–71.
[19] J. Krüger, F. Castor, R. Jebasinski: Aktive Abgas-Schalldämpfer für PKW – Chancen und Risiken. Fortschritte der Akustik – DAGA 2005. S. 21–22.
[20] G. Mangiante: Active sound absorption. J. Acoust. Soc. Am. 61 (1977), p. 1516–1523.
[21] J. Krüger, F. Castor, R. Jebasinski: Active Exhaust Silencers – Current Perspectives and Challenges - SAE 2007-01-2204.
[22] U. Letens, J. Krüger, M. Jess: „Vari-X“ – ein Werkzeug zur Beeinflussung von PKW-Abgasmündungsgeräuschen im Fahrbetrieb. Fortschritte der Akustik – DAGA 2007. S. 435–436.
[23] T. Hohenberger, R. Dürr, O. Martner, J. Hobelsberger: Enhanced time domain synthesis by applying cross talk correction: Using TPA for sound quality analysis and prediction. 4th Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress 2006.
[24] K. Genuit: Advanced Binaural Transfer Path Analysis – New Theoretical Approaches and their Benefits in Practical Applications. 4th Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress 2006.
[25] M. Nicolai, J. Krüger: Zur Vorhersagegenauigkeit von Kfz-Innengeräuschen in Bezug auf das Mündungsgeräusch der Abgasanlage. Fortschritte der Akustik – DAGA 2008. S. 481–482.
[26] K. Genuit, P. Garcia, B. Fuhrmann, H. J. Straßner: Aspekte der Geräuschqualität von Abgasanlagen: Störgeräusche und Klangcharakter. Haus der Technik Essen 11/1998.
[27] G. Zintel, M. Unbehaun: Sound design of exhaust systems. 3rd Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress 2005.
[28] B. Heil, C. Enderle, G. Bachschmid, C. Sartorius, H. Ermer, M. Unbehaun, G. Zintel: Variable Gestaltung des Abgasmündungsgeräusches am Beispiel eines V6-Motors. Motortechnische Zeitschrift MTZ 10/2001. S. 787–797.
[29] J. Krüger, F. Castor, A. Müller: Psychoacoustic investigation on sport sound of automotive tailpipe noise. Fortschritte der Akustik – DAGA 2004. S. 233–234.
[30] M. L. Munjal: Acoustics of ducts and mufflers. A Wiley Interscience Publication, New York (1987).
[31] F. Lehringer: „Die Berechnung der akustischen Eigenschaften von Abgasanlagen mit Hilfe von Transfermatrizen“, Automobil-Industrie Nr. 6/1988, p. 681–693.
[32] P. Garcia, X. Mouton, F. Kuntz : „Berechnung des Mündungsgeräusches einer Abgasanlage“, VDI-Bericht Nr. 1007, 1992, p. 505.
[33] R. Jebasinski: „Berechnung des Mündungsschallpegels von Abgasanlagen“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 12/1995.
[34] T. Rose, R. Jebasinski: „Design of Experiment – Application of a Statistical Evaluation Method to Optimize the Tailpipe Noise of An Exhaust System“, SAE 2003-01-1655.
[35] R. Jebasinski, J. Halbei, T. Rose: „Automatisierte Auslegung von Abgasanlage“ Motortechnische Zeitschrift MTZ 03/2006. S. 180–187.
[36] A. J. Green, P. N. Smith: „Gas flow noise and pressure loss in heavy vehicle exhaust systems“, IMechE C17/1988, p. 47–54.
[37] P. Geissler, H. Horn: „Prediction of structure borne sound on mufflers using FEM“, 20 ISATA Proc. 93ME054, 1993.
[38] O. von Estorff: „zur Berechnung der Körperschallabstrahlung bei Abgasanlagen“, Haus der Technik: Schalldämpfer und Abgasanlagen bei Kraftfahrzeugen 1995.
[39] P. Gracia, D. Wiemeler, J. F. Brand: „Oberflächenschallabstrahlung von Abgasanlagen“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 11/2006, p. 853–859.
[40] B. Göttlicher: „Schneller zur optimalen Schalldämpferschale“ Motortechnische Zeitschrift MTZ 07-08/2006, p. 518–523.
[41] C. Feuchter und A. Enderich: Neues Simulationsverfahren zur Berechnung des Motor-Ansauggeräusches unter Beachtung des Strömungseinflusses, 28. Internationales Wiener Motorensymposium 2007